

Grado en Ingeniería en Tecnologías Industriales

2016-2017

*Trabajo Fin de Grado*

# “Análisis del compresor axial del motor GE-J85-13”

---

Daniel Flórez Pizarro

Tutor

José Ignacio Nogueira Goriba

Leganés, septiembre de 2017



## Agradecimientos

A mis padres, por todo lo que han invertido en mí. Gracias al lóker, sin él no habría elegido esta carrera; gracias mamá, sin ti no estaría terminándola. También gracias a ti, Ángel, que eres mi hermano y tienes que salir en los agradecimientos a la familia. Es broma, eres un mini máquiner.

A mis amigos de (casi) toda la vida, Los Anticiclónicos, el mejor grupo que existe: Sueiro, Pérez, Joseju, Álvaro y, por supuesto, el Meler. Gracias también a Pedro, que no está en el grupo pero le quiero igual obviamente.

A mis amigos de la uni, me habéis apoyado (y, sobre todo, aguantado) estos cuatro años, y a algunos todavía os quedan dos más conmigo, así que os deseo mucha suerte.

Por supuesto, gracias a Nogueira, por aceptar ser mi tutor en el último momento, por su apoyo y por creer en mi hasta el final.

Sé que me dejo gente, pero sois muchos y no sólo no cabéis en una página, sino que al momento de escribir esto no me sobra mucho tiempo así que he tenido que pensar rápido. Así que si estás leyendo esto pero no apareces, date por agradecido.

## Resumen

En el presente Trabajo de Fin de Grado se pretende realizar un análisis del compresor axial del motor GE-J85-13, disponiendo para ello del mismo motor perteneciente a la universidad. La estructura del trabajo es la siguiente:

En primer lugar, mediante la introducción, se explica brevemente la importancia de las turbomáquinas en nuestra sociedad. Después, en el segundo apartado se habla del motor, su historia, propiedades y componentes.

En el tercer apartado se exponen ciertos conceptos teóricos que tienen que ver con el motor y su compresor, además de los principales conocimientos necesarios para realizar el análisis de este último. Tras tener constancia de esto, se pasa a explicar cómo se obtienen las medidas del compresor.

En el quinto apartado se analiza por fin el compresor, mencionando la metodología utilizada y ejemplificando en algunos casos. Tras el análisis, se exponen los resultados en el sexto apartado, en forma de tablas y gráficos.

El séptimo apartado expone las conclusiones a las que ha llegado el alumno tras la realización del trabajo y las ideas para el desarrollo de futuros proyectos.

Finalmente, se incluyen dos anexos en los que se habla del presupuesto del trabajo, su impacto socio-económico y el posible marco regulador en relación al trabajo.

## Palabras clave

Motor GE-J85-13, turbomáquina, compresor, Euler, álabe, Mach

## Abstract

In the present Bachelor's Thesis it is intended to perform an anylisis of the axial compressor of the GE-J85-13 engine, having for this the named engine belonging to the university. The structure of the work is as follows:

Firstly, the introduction briefly explains the importance of turbomachinery in our society. Then, the second section talks about the engine, its history, properties and components.

In the third section, some theoretical concepts related to the engine and its compressor are presented, in addition to the main knowledge needed to perform the analysis of the latter. After this, we go on to explain how the measurements of the compressor are obtained.

In the fifth section the compressor is finally analyzed, mentioning the methodology used and exemplifying in some cases. After the analysis, the results are presented in the sixth section, in the form of tables and graphs.

The seventh section presents the conclusions to which the student has arrived after the completion of the thesis, and the ideas for the development of future projects.

Finally, two annexes are included that discuss the calculated budget of the thesis, its socio-economic impact and the possible regulatory framework in relation to the thesis.

## Key words

GE-J85-13 engine, turbomachine, compressor, Euler, blade, vane, Mach



## Índice

Agradecimientos .....	3
Resumen.....	4
Palabras clave.....	4
Abstract .....	5
Key words .....	5
1. Introducción .....	11
2. Motor General Electric-J85-13 .....	12
2.1 General Electric: historia y modelos previos.....	12
2.2 Motor GE-J85: desarrollo y variantes.....	14
2.3 Especificaciones del GE-J85-13.....	18
2.4 Componentes del GE-J85-13 .....	18
2.4.1 Toma de aire .....	19
2.4.2 Compresor .....	19
2.4.3 Cámara de combustión .....	20
2.4.4 Turbina.....	21
2.4.5 Postquemador .....	22
2.4.6 Tobera.....	23
3. Conceptos teóricos.....	24
3.1 Turborreactores .....	24
3.2 Ciclo de Brayton .....	25
3.3 Turbomáquinas .....	31
3.3.1 Ecuación de Euler de las turbomáquinas .....	33
3.3.2 Morfología del álabe.....	34
3.3.3 Triángulos de velocidades.....	36
3.3.4 Magnitudes totales o de remanso .....	39
3.3.5 Coeficientes adimensionales .....	41
4. Obtención de medidas .....	44



5.	Planteamiento del problema y análisis del compresor .....	48
5.1	Planteamiento y metodología .....	48
5.2	Análisis del compresor .....	50
5.2.1	Cálculo de los datos a la entrada .....	50
5.2.2	Diseño de los ángulos de entrada al primer rotor .....	51
5.2.3	Estimación de la eficiencia de las etapas .....	54
5.2.4	Análisis de la primera etapa y obtención de los datos para la segunda etapa .....	55
5.2.5	Análisis de las etapas 2 a 7 .....	56
5.2.6	Diseño de la última etapa .....	59
6.	Resultados .....	60
6.1	Valores finales de los álabes .....	60
6.2	Valores por etapas de los triángulos de velocidades en radio medio, raíz y punta .....	61
6.3	Ley de torsión: torbellino libre .....	64
6.4	Temperatura, presión y relación de compresión a lo largo del eje .....	65
6.5	Coeficientes adimensionales .....	67
7.	Conclusiones y trabajos futuros .....	74
Anexos	.....	75
A.	Presupuesto del TFG e impacto socio-económico .....	75
B.	Marco regulador .....	78
Referencias	.....	79

## Índice de figuras

<i>Figura 2.1: Motor GE-J33-A-23</i> .....	12
<i>Figura 2.2: Motor GE-J35-A-17D</i> .....	13
<i>Figura 2.3: Motor GE-J47-13</i> .....	13
<i>Figura 2.4: Motor GE-J79-17</i> .....	14
<i>Figura 2.5: Misil señuelo McDonnell ADM-20 Quail</i> .....	15
<i>Figura 2.6: Lanzador White Knight One</i> .....	15
<i>Figura 2.7: Motor OWJ</i> .....	15
<i>Figura 2.8: Motor GE-J85-5 (con postquemador)</i> .....	16
<i>Figura 2.9: Motor GE-J85-17A (no tiene postquemador)</i> .....	17
<i>Figura 2.10: Motor GE-J85-21B</i> .....	17
<i>Figura 2.11: Motor GE-J85-13</i> .....	17
<i>Figuras 2.12 y 2.13: Toma de aire del motor GE-J85-13</i> .....	19
<i>Figura 2.14: Compresor axial del motor GE-J85-13</i> .....	20
<i>Figura 2.15: Cámara de combustión y eje del motor GE-J85-13</i> .....	21
<i>Figura 2.16: Turbina del motor GE-J85-13</i> .....	21
<i>Figura 2.17: Vista oblicua de la entrada del postquemador</i> .....	22
<i>Figura 2.18: Vista perpendicular del postquemador</i> .....	22
<i>Figura 2.19: Mecanismo de la tobera</i> .....	23
<i>Figura 2.20: Tobera de diámetro variable</i> .....	23
<i>Figura 3.1: Principio operativo de un turborreactor</i> .....	24
<i>Figura 3.2: Esquema de un ciclo Brayton abierto</i> .....	25
<i>Figura 3.3: Diagrama Temperatura-entropía del ciclo de Brayton</i> .....	26
<i>Figura 3.4: Eficiencia del ciclo de Brayton frente a relación de presiones</i> .....	30
<i>Figuras 3.5 y 3.6: Ventilador radial (izquierda) y ventilador axial (derecha)</i> .....	31
<i>Figuras 3.7 y 3.8: Turbina Pelton real (izquierda) y esquemática (derecha)</i> .....	32
<i>Figura 3.9: Álabes de estator y rotor de una turbina de acción</i> .....	34
<i>Figura 3.10: Incidencia, deflexión geométrica, deflexión de la corriente y desviación</i> .....	35
<i>Figura 3.11: Ejemplos de perfiles alares</i> .....	36
<i>Figura 3.12: Ángulos de la corriente respecto a la dirección axial</i> .....	37
<i>Figura 3.13: Cambio de presión y velocidad en sucesivos escalones</i> .....	38



<i>Figura 3.14: Diagrama simple de velocidades.....</i>	<i>38</i>
<i>Figura 3.15: Magnitudes totales frente a estáticas .....</i>	<i>41</i>
<i>Figura 4.1: Ángulos del tercer estator en AutoCAD.....</i>	<i>45</i>
<i>Figura 4.2: Obtención de los ángulos de los rotores y estatores 1 a 7.....</i>	<i>47</i>
<i>Figura 5.1: Diagrama de flujo del análisis del compresor .....</i>	<i>49</i>
<i>Figura 5.2: Deflexión y pérdidas en función de la incidencia .....</i>	<i>52</i>
<i>Figura 5.3: Gráficos de alfombra para perfiles NACA-65.....</i>	<i>53</i>
<i>Figura 5.4: Diagrama de flujo del análisis de una etapa .....</i>	<i>57</i>
<i>Figura 5.5: Cálculos para el análisis de la primera etapa en Excel.....</i>	<i>58</i>
<i>Figura 6.1: Esquema triángulos de velocidades.....</i>	<i>61</i>
<i>Figura 6.2: Ángulos de cada escalón.....</i>	<i>63</i>
<i>Figura 6.3: Ley de torbellino libre.....</i>	<i>64</i>
<i>Figura 6.4: Evolución de la temperatura y la presión por cada escalón.....</i>	<i>65</i>
<i>Figura 6.5: Evolución de la relación de compresión por cada escalón.....</i>	<i>66</i>
<i>Figura 6.6: Número de Mach en cada escalón.....</i>	<i>68</i>
<i>Figura 6.7: Coeficiente de carga para cada escalón .....</i>	<i>69</i>
<i>Figura 6.8: Coeficiente de flujo para cada escalón.....</i>	<i>70</i>
<i>Figura 6.9: Coeficiente de reacción para cada escalón .....</i>	<i>71</i>
<i>Figura 6.10: Coeficiente de De Haller para cada escalón .....</i>	<i>72</i>
<i>Figura 6.11: Coeficiente de difusión para cada escalón .....</i>	<i>73</i>



## Índice de tablas

<i>Tabla 1: Variantes del GE-J85</i> .....	16
<i>Tabla 2: Especificaciones técnicas del GE-J85-13</i> .....	18
<i>Tabla 3: Medidas obtenidas del compresor</i> .....	47
<i>Tabla 4: Medidas obtenidas del compresor actualizadas</i> .....	60
<i>Tabla 5: Valores de los triángulos de velocidades</i> .....	62
<i>Tabla 6: Coeficientes adimensionales</i> .....	67
<i>Tabla 7: Presupuesto del trabajo</i> .....	77

## 1. Introducción

Hoy en día, las turbomáquinas están presentes en la vida cotidiana de la gran mayoría de seres humanos, aunque no seamos conscientes de ello. Ya sea para disponer de agua donde la necesitemos, para generar electricidad con menos emisiones, para poder movernos a grandes distancias en poco tiempo, o incluso para nimiedades como refrescarnos en verano, sin una turbomáquina todas estas acciones no serían posibles. Por este motivo, es importante entender qué son y cómo funcionan estas turbomáquinas.

Comencemos con una definición bastante simple: una turbomáquina es una máquina que intercambia energía entre un fluido y dicha máquina, por medio de un rotor o rodete. Este intercambio de energía puede tener dos sentidos:

- Si el fluido es el que cede su energía a la máquina, de la cual se obtiene trabajo, esta turbomáquina es motora. Por ejemplo, en el caso de una turbina.
- Si es la máquina la que aporta trabajo al fluido, como por ejemplo con el fin de aumentar su presión, o de simplemente moverlo, es una turbomáquina generadora. Este es el caso de las bombas, compresores y ventiladores.

Existen otras formas de clasificar a las turbomáquinas, ya sea según el tipo de fluido, la proporción de presión en el rotor, la orientación con la que entra y sale el fluido... De todo ello se hablará en el apartado de conceptos teóricos, pero de momento quedémonos con la clasificación según el flujo de energía. Según esta clasificación, hemos utilizado turbomáquinas generadoras para mover el agua de una localización a otra (mediante bombas hidráulicas) y para refrescarnos (ventiladores), mientras que para generar electricidad hemos utilizado turbomáquinas motoras (turbinas hidráulicas o molinos de viento) [1].

Curiosamente, para movernos grandes distancias han sido necesarios los dos tipos. Es decir, hay máquinas (en este caso, los motores de avión) que utilizan tanto turbomáquinas generadoras como motoras. Este es el caso del turborreactor GE-J85-13. Como se explicará más adelante, este motor dispone tanto de un compresor como de una turbina, aunque este trabajo trata fundamentalmente sobre el compresor.

El objetivo principal de este trabajo es el de analizar dicho compresor y, en el caso de que se encuentren, proponer mejoras respecto al diseño original, para así lograr un mayor ratio de compresión, una mayor eficiencia... en definitiva, un aumento de las prestaciones del motor basándose sólo en el diseño del compresor.

## 2. Motor General Electric-J85-13

### 2.1 General Electric: historia y modelos previos

General Electric (GE), es una empresa multinacional altamente diversificada de origen estadounidense. Fue fundada por el famoso inventor Thomas Alva Edison en 1887, bajo el nombre de Edison General Electric Company. Hoy en día, la empresa cuenta con más de 10 divisiones, siendo una de las más importantes la de GE Aviation.

El origen de esta división se remonta a 1903, cuando GE contrató al ingeniero Sanford Alexander Moss, siendo éste el primero en utilizar un turbocompresor en un motor de avión.

Mientras que la competencia se dedicó fundamentalmente a simplificar mecánicamente sus motores, GE centró sus esfuerzos en mejorar el sistema de escape de gases procedentes de la combustión. Durante más de dos décadas, GE produjo turbocompresores que permitieron que los aviones volaran más alto, con cargas más pesadas.

La experiencia de la compañía en turbinas y compresores hizo que la Fuerza Aérea del Ejército de los EE. UU. la seleccionara para desarrollar el primer motor a reacción de la nación. En 1941, eligieron la planta de GE en Lynn, Massachusetts, para diseñar un motor a reacción basado en el diseño del británico Frank Whittle. Seis meses después, fue diseñado el primer motor a reacción de América: el General Electric I-A, que incorporaba un compresor centrífugo. Durante dos años, este diseño se fue mejorando hasta culminar en el GE-J33, el último motor con compresor centrífugo desarrollado por GE [2].



*Figura 2.1: Motor GE-J33-A-23*

En 1947 se desarrolló el GE-J35, el cual rompió el récord de velocidad de aquella época montado en el Douglas Skystreak D-558-1, un avión monomotor de investigación. Este motor fue también el primero en utilizar un compresor axial, y desde entonces todos los motores de aviación GE han incorporado compresores con este tipo de flujo.



*Figura 2.2: Motor GE-J35-A-17D*

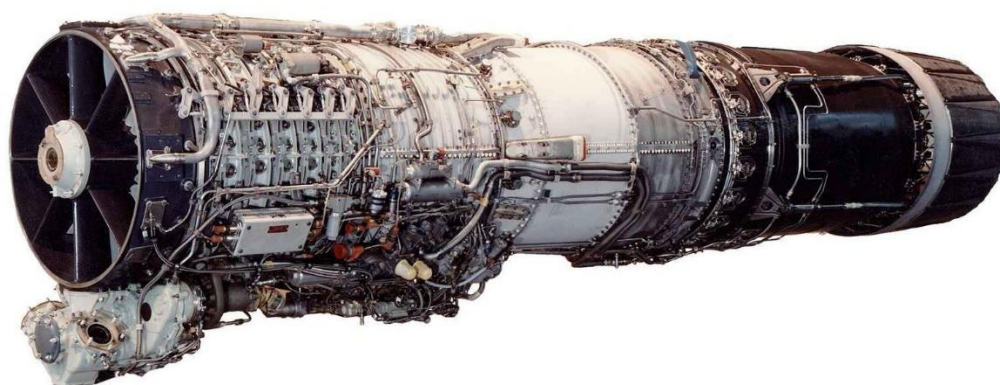
La fuerza aérea americana, temiendo que GE no pudiera satisfacer la elevada demanda de motores, encargó su producción a otros fabricantes. GE aprovechó esta pausa en la producción para centrar sus esfuerzos en un nuevo diseño, y así nació el modelo GE-J47. Este motor tuvo tal demanda que GE tuvo que abrir otra planta de producción en Cincinnati, Ohio, y se convirtió en el motor con mayor número de unidades fabricadas mundialmente a finales de los años 50. Este motor fue el primer turborreactor en ser certificado para uso civil en EE. UU.



*Figura 2.3: Motor GE-J47-13*



La necesidad de una mayor potencia requerida por los *fighters* americanos, que volaban a más de dos veces la velocidad del sonido, hizo que GE respondiera con uno de los más importantes desarrollos en turborreactores hasta el momento: el estator variable. Incorporado en el motor GE-J79, los álabes móviles del estator se adaptaban de forma que el compresor pudiera soportar las grandes variaciones en entre el despegue y las velocidades supersónicas alcanzadas en pleno vuelo.



*Figura 2.4: Motor GE-J79-17*

Finalmente, tras el éxito del GE-J79, se crea por fin el motor GE-J85, de cuyo compresor trata el presente trabajo.

## 2.2 Motor GE-J85: desarrollo y variantes

El motor General Electric J85 es un pequeño turborreactor de un solo eje, desarrollado en 1956 y volando por primera vez en 1958. Es uno de los motores más exitosos de GE: su versión militar, utilizada en los F-5, convirtió a estos aviones en los aviones estándares de defensa en más de 30 naciones. La Fuerza Aérea del Ejército de los EE. UU. tiene pensado seguir utilizando este motor hasta 2040. Entre su versión civil (CJ610, que difiere de la militar en que no tiene postquemador) y la militar acumulan más de 75 millones de horas de vuelo.

Este pequeño motor fue originalmente diseñado para ser instalado en el McDonnell ADM-20 Quail, un misil señuelo que necesitaba específicamente un motor pequeño pero potente. Como iba a ser destruido, se construyó con materiales de baja calidad. El éxito de la misión llevó a que posteriormente se diseñara con materiales de mayor calidad, para ser usado en pequeños aviones a reacción, como el anteriormente mencionado F-5 o el T-38 Talon. Cabe destacar que hace unos años el GE-J85 se implementó en el lanzador de la nave espacial Space Ship One, el White Knight One. Recientemente, el Ministerio de Defensa iraní utilizó ingeniería inversa para crear su propia versión del GE-J85, llamado OWJ, que fue presentado en una exhibición en agosto de 2016 [3].



*Figura 2.5: Misil señuelo McDonnell ADM-20 Quail*



*Figura 2.6: Lanzador White Knight One*



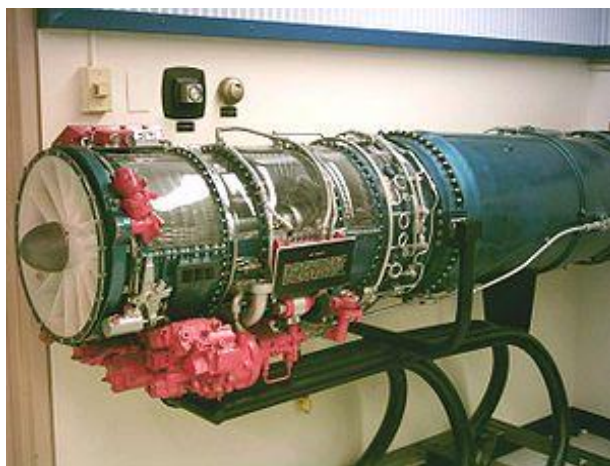
*Figura 2.7: Motor OWJ*

Debajo se adjunta una tabla con la mayoría de variantes del GE-J85, las aeronaves donde fueron instaladas dichas variantes y el empuje de cada una de ellas [4]. En las que tienen varios valores del empuje, el último es el máximo conseguido tras el postquemador.

MODELO	INSTALADO EN	EMPUJE (kN)
GE-J85-1	-	11,6
GE-J85-3	-	10,9
GE-J85-4	Canadair CT-114 Tutor	13,1
GE-J85-5	Northrop T-38 Talon	10,7-16,1
GE-J85-5A	Northrop F5A	17,1
GE-J85-7	Drone BQM-34	10,9
GE-J85-13	Northrop F5A/B	12,1-18,1
GE-J85-15	Canadair CF-5	19
GE-J85-17A	Cessna A-37 Dragonfly	12,7
GE-J85-21	F-Tiger II	22,2

*Tabla 1: Variantes del GE-J85*

El modelo GE-J85-13 con número de serie 244742 está disponible para observación en el pasillo D del edificio Betancourt de la UC3M, cercano al Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos. Fue cedido a la universidad por el taller de propulsión de la base aérea de Talavera [5]. Gracias a su accesibilidad, los alumnos pueden acercarse y abrirlo para observar sus diferentes partes, lo cual ha sido clave para el desarrollo de este trabajo.



*Figura 2.8: Motor GE-J85-5 (con postquemador)*

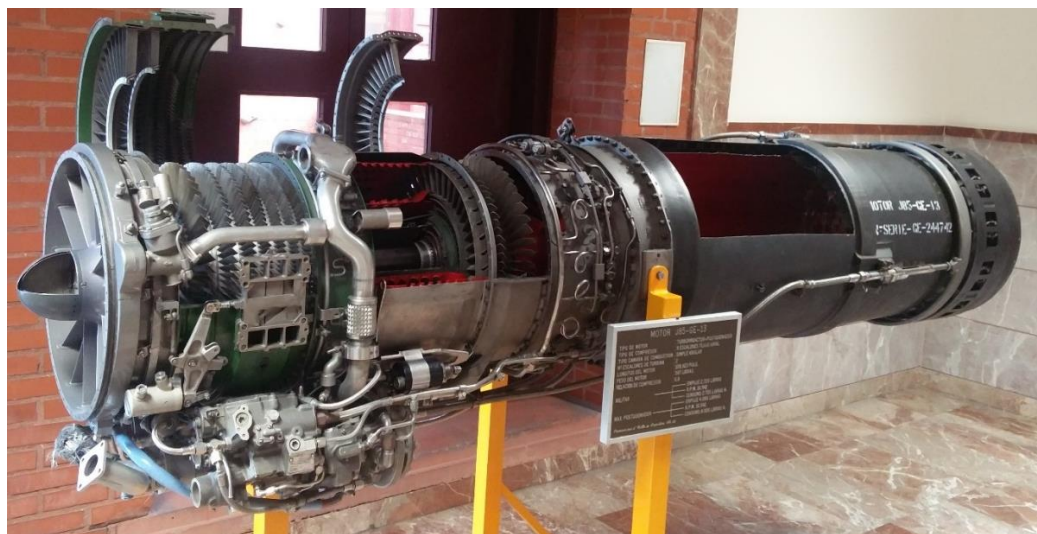




*Figura 2.9: Motor GE-J85-17A (no tiene postquemador)*



*Figura 2.10: Motor GE-J85-21B*



*Figura 2.11: Motor GE-J85-13*

## 2.3 Especificaciones del GE-J85-13

En la siguiente tabla se detallan las especificaciones técnicas del motor:

MODELO	GE-J85-13	
TIPO DE MOTOR	Turborreactor con postquemador	
TIPO DE COMPRESOR	Compresor de flujo axial, con 8 escalones	
TIPO DE CÁMARA DE COMBUSTIÓN	Simple anular	
Nº DE ESCALONES DE TURBINA	2	
LONGITUD DEL MOTOR	2,792 m	
PESO DEL MOTOR	2656,5 N	
RELACIÓN DE COMPRESIÓN	6,8	
	MILITAR	MÁXIMO CON POSTQUEMADOR
EMPUJE	12,1 kN	18,1 kN
RPM	16542	16542
CONSUMO	1225 kg/h	3992 kg/h

*Tabla 2: Especificaciones técnicas del GE-J85-13*

Cabe destacar que, a pesar de tener un aumento del 50% en el empuje respecto a la versión militar, la versión con postquemador tiene más del triple de consumo de combustible, por lo que se suele emplear por cortos períodos de tiempo, como los despegues en pistas cortas, o con el propósito útil de aligerar el avión cuando se prevén maniobras críticas [6].

## 2.4 Componentes del GE-J85-13

A continuación se exponen someramente los componentes principales del motor; por tanto, no se tienen en cuenta conductos para fluidos (combustibles, refrigerantes, aceites), tornillos, tuercas, inyectores, etc.

### 2.4.1 Toma de aire

La toma de aire, o toma dinámica, es lo primero que se encuentra el aire exterior. El diseño de este componente suele ser con bordes redondeados para disminuir las pérdidas de presión al tomar el aire. En aviones supersónicos, como es el caso de los que incorporan el motor J85, el aire exterior tiene una velocidad (relativa respecto a la entrada del motor) mayor a la velocidad del sonido. Esto es un problema, ya que aparecen ondas de choque cuyas vibraciones afectan al funcionamiento del compresor. Por ello, el aire exterior debe disminuir su velocidad de una supersónica a una subsónica antes de llegar al compresor: esa es la función de la toma de aire [7].



*Figuras 2.12 y 2.13: Toma de aire del motor GE-J85-13*

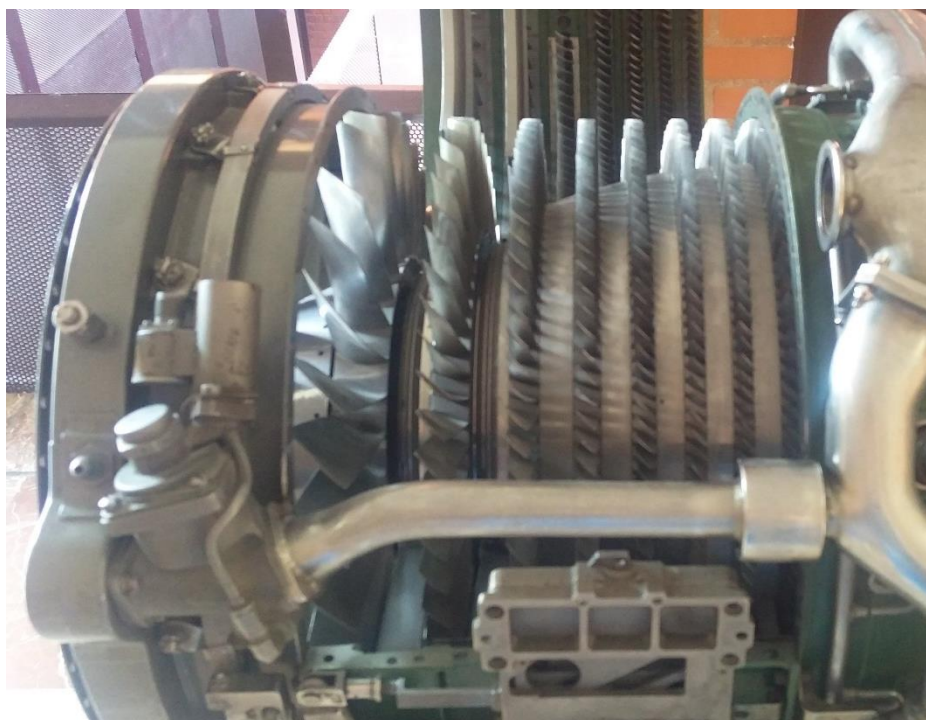
Como se puede observar en las imágenes, en primer lugar la toma presenta un cono redondeado, cuya función es la mencionada anteriormente: gracias a crear una onda de choque alejada del compresor, aumenta la presión del aire y reduce la velocidad de este hasta velocidad subsónica. Alrededor se aprecian unos álabes de gran tamaño, que principalmente se encargan de dirigir el flujo de aire para que entre con la dirección adecuada en el motor.

### 2.4.2 Compresor

Tras pasar por los álabes de la toma de aire, el aire exterior llega al compresor, objeto de estudio del presente trabajo. Posteriormente se profundizará en la explicación de todas sus características, así como de los compresores en general.

El compresor de este motor es un compresor axial, es decir, el aire entra y sale de él de forma paralela al eje de giro. Está compuesto por ocho escalones, siendo los dos primeros significativamente más grandes que los otros seis. Una vez el aire atraviesa todos los escalones, está listo para entrar a la cámara de combustión.





*Figura 2.14: Compresor axial del motor GE-J85-13*

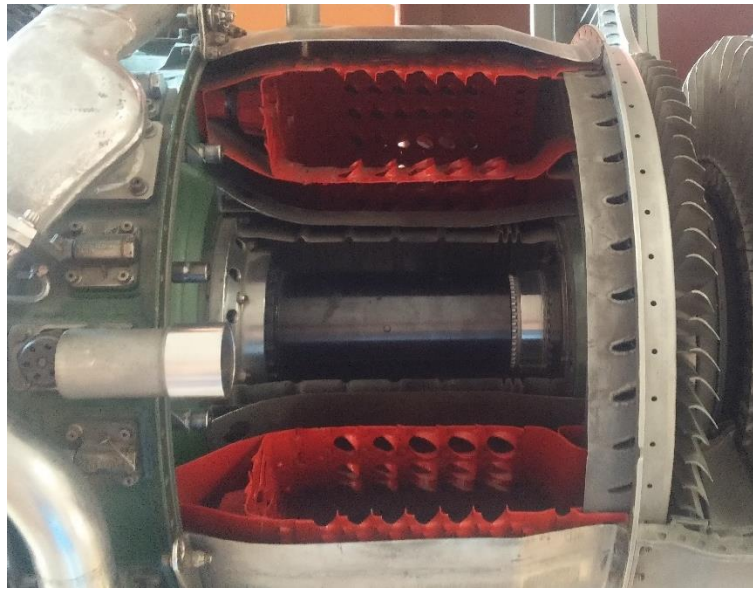
Como puede apreciarse en la foto, los álabes del rotor están unidos al eje, mientras que los álabes del estator están unidos a la carcasa. En este caso ha sido separada del motor para permitir la visualización del compresor, aunque evidentemente va unida al mismo.

#### 2.4.3 Cámara de combustión

Una vez comprimido, el aire pasa a la cámara de combustión, donde se mezcla con el combustible para extraer su poder calorífico tras la ignición y combustión de la mezcla. En el caso del J85, así como de todos los motores de compresor axial, la cámara de combustión es anular. Este tipo de cámara aprovecha mejor el espacio que las cámaras tubulares, por lo que admite más masa de aire, es más eficiente y tiene menores pérdidas de presión [6].

Es importante señalar que no todo el aire entra directamente a la cámara de combustión; parte del mismo se introduce por los orificios de forma perpendicular para crear torbellinos y de esta forma maximizar la mezcla de aire-combustible, mientras que el resto del aire rodea la cámara y se mezcla a la salida con el fin de disminuir la temperatura, ya que las turbinas no soportan temperaturas tan elevadas (del orden de 2000°C).

Al ser la cámara un anillo, por su centro permite el paso del eje del motor, que conecta el compresor con la turbina. En la siguiente fotografía se aprecian tanto el eje como la cámara de combustión:



*Figura 2.15: Cámara de combustión y eje del motor GE-J85-13*

#### 2.4.4 Turbina

Tras ser calentado, el aire sale de la cámara de combustión a elevadas presiones y temperaturas. Este aire cede parte de su energía a la turbina, y de esta forma la hace girar, a la vez que la corriente se expande, se enfría y se acelera.

Al igual que el compresor, la turbina también es axial, aunque está compuesta solamente por dos escalones. La turbina está unida al eje y este a su vez al compresor, lo que hace que ambos giren a la misma velocidad angular. Después de atravesar la turbina y ser expandido, el aire pasa al postquemador.



*Figura 2.16: Turbina del motor GE-J85-13*

#### 2.4.5 Postquemador

El postquemador se encuentra situado tras la turbina, y su función es generar un empuje extra durante un corto período de tiempo. Contiene numerosos inyectores, y debido a las altas temperaturas de la corriente de aire que lo atraviesa, la mezcla de aire-combustible arde fácilmente. Al haber gastado parte del oxígeno del aire en la cámara de combustión, el postquemador es bastante menos eficiente que la cámara. En el caso del motor GE-J85-13, se gasta más del triple de combustible durante su uso.



*Figura 2.17: Vista oblicua de la entrada del postquemador*



*Figura 2.18: Vista perpendicular del postquemador*

Finalmente, tras el postquemador el aire avanza hacia la tobera de salida, a una elevada temperatura y velocidad.



#### 2.4.6 Tobera

El último elemento del motor, la tobera de escape, reduce la presión de salida de los gases para aumentar su velocidad, además de guiarlos en la dirección deseada. La tobera de este motor es variable, es decir, puede cambiar su diámetro de salida para ser o bien convergente o bien divergente. En las siguientes imágenes se pueden apreciar tanto la tobera como el mecanismo para variar su diámetro:



*Figura 2.19: Mecanismo de la tobera*



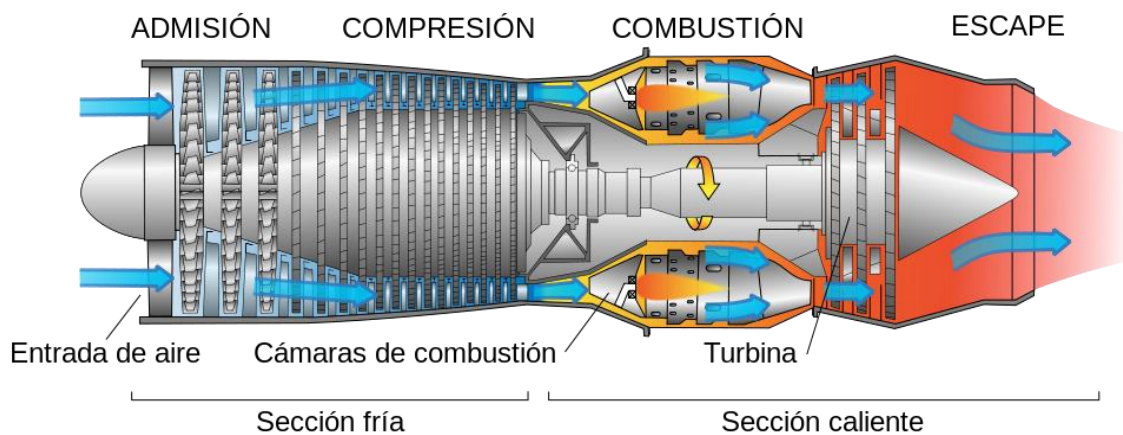
*Figura 2.20: Tobera de diámetro variable*

Como se explicará más adelante, la tobera debe cambiar de diámetro en función de la velocidad del aire que la atraviesa: si es subsónico, tendrá forma convergente; en caso de ser supersónico (tras el uso del postquemador), será divergente.

### 3. Conceptos teóricos

#### 3.1 Turborreactores

Un motor a reacción es un tipo de motor que se basa en la descarga de un fluido a gran velocidad para generar un empuje. Los turborreactores son un tipo particular de motor a reacción, como es el caso del GE-J85. Frank Whittle, un ingeniero británico, fue el primero en desarrollar el concepto de turborreactor, además de diseñarlo, patentarlo y construirlo.



*Figura 3.1: Principio operativo de un turborreactor*

Como se puede observar en la imagen, las partes principales del GE-J85-13 coinciden con los componentes necesarios para el funcionamiento de un turborreactor:

- En primer lugar, es necesario un sistema de admisión del fluido, en este caso aire.
- El aire avanza hacia el compresor, donde es comprimido hasta la presión deseada para la combustión.
- Tras entrar en la cámara de combustión, el aire se mezcla con el combustible y la mezcla arde, para producir un incremento de temperatura.
- El aire de la cámara sale hacia la turbina, donde se expande parcialmente haciéndola girar.
- Finalmente, el aire pasa a la tobera, donde es acelerado hasta que sale a altas velocidades.

Nótese que el postquemador no es un componente necesario para el funcionamiento de los turborreactores, sino que es un accesorio que permite obtener un mayor empuje.



### 3.2 Ciclo de Brayton

El funcionamiento de los turborreactores se basa en el ciclo de Brayton. Este ciclo utiliza un fluido de trabajo gaseoso, generalmente aire. Puede ser abierto o cerrado, y en el caso de los turborreactores es abierto, ya que la salida no está conectada a la entrada. En el siguiente esquema se identifican los componentes, coincidiendo con los del turborreactor:

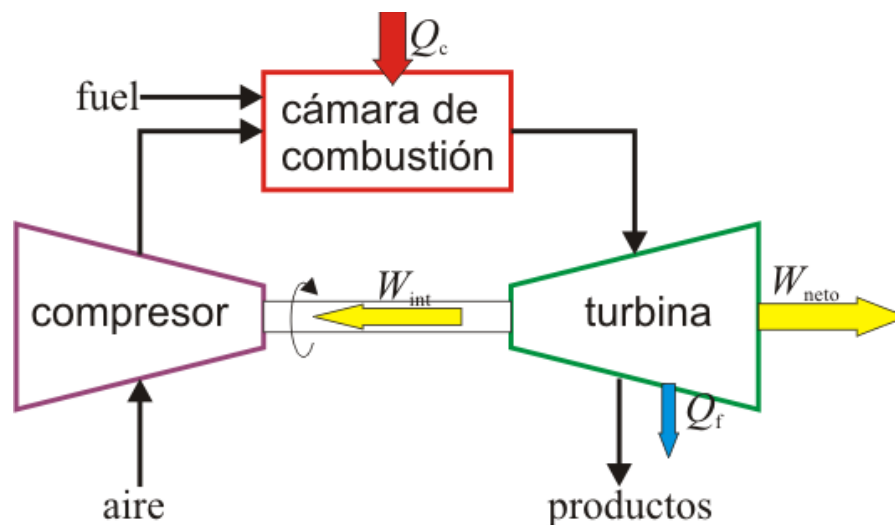


Figura 3.2: Esquema de un ciclo Brayton abierto

El ciclo ideal de Brayton utiliza las siguientes hipótesis:

- Compresión adiabática y reversible, por tanto, isentrópica. El aire solo se comprime, sin transferencia de calor.
- Combustión isobárica. La mezcla arde a presión constante.
- Expansión adiabática y reversible, por tanto, isentrópica. Al igual que en el compresor, en la turbina el fluido solo se expande, sin intercambio de calor.

Sin embargo, en el mundo real las suposiciones ideales no se cumplen, por lo que hay que tener en cuenta las irreversibilidades:

- El compresor genera calor, por lo que no toda la energía que aporta al aire se traduce en un incremento de presión. Es necesaria más potencia para llegar a la presión requerida, con un aumento de la entropía.
- En el intercambiador de calor, la presión no permanece constante, sino que hay pérdidas de carga por la fricción con las paredes de la cámara.
- La turbina, que en esencia se comporta como un compresor pero al revés, también produce un aumento en la temperatura, por lo que no toda la energía es aprovechada, con el considerable incremento de entropía.

De esta forma, partiendo de las consideraciones ideales se puede dibujar el diagrama T-s del ciclo de Brayton:

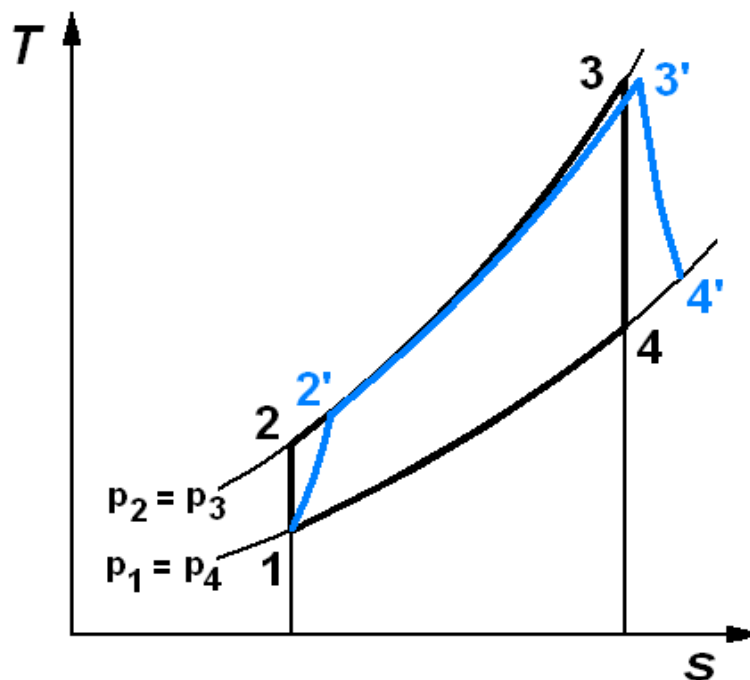


Figura 3.3: Diagrama Temperatura-entropía del ciclo de Brayton

En el diagrama, el punto 1 se corresponde la entrada del compresor, el 2 con la salida del compresor (ideal) y entrada al intercambiador de calor, el 3 con la salida del intercambiador de calor (ideal) y la entrada a la turbina, y el 4 con la salida de la turbina (ideal). Los puntos con apóstrofe (2', 3' y 4') corresponden al caso real, en el que se distingue un aumento de la entropía en todos los puntos. En el caso ideal, las curvas 1-4 y 2-3 son isobaras.

Aplicando el balance de energía al ciclo ideal de Brayton, se puede obtener la expresión de su eficiencia como función de la relación de presiones. Se asumen las siguientes hipótesis:

- Estado estacionario.
- Cambios en la energía cinética y potencial de los gases despreciables frente a la entalpía.
- Una única entrada y una única salida; por tanto, flujo másico constante.
- Gas ideal con calor específico constante.
- Compresión y expansión isentrópicas.

Partiendo de la ecuación de conservación de la energía aplicada a un volumen de control:

$$\frac{dE_{vc}}{dt} = \dot{Q}_{vc} - \dot{W}_{vc} + \sum_e \dot{m}_e \left( h_e + \frac{1}{2} v_e^2 + g z_e \right) - \sum_s \dot{m}_s \left( h_s + \frac{1}{2} v_s^2 + g z_s \right) \quad (3.1)$$

Junto a las hipótesis ideales anteriores, se obtienen los balances de energía para cada subsistema del ciclo de Brayton:

- Compresor:

$$0 = \dot{W}_c + \dot{m}(h_1 - h_2) \quad (3.2)$$

- Intercambiador de calor (cámara de combustión):

$$0 = \dot{Q}_{IC} + \dot{m}(h_2 - h_3) \quad (3.3)$$

- Turbina:

$$0 = -\dot{W}_t + \dot{m}(h_3 - h_4) \quad (3.4)$$

Para un gas ideal, la expresión de la entalpía (específica) es:

$$h = c_p T \quad (3.5)$$

La eficiencia de un sistema es igual a la cantidad de energía (o potencia) que se obtiene del mismo dividida entre la energía (o potencia) que es necesaria introducir, por tanto, la eficiencia (isentrópica) del ciclo de Brayton se corresponde con la siguiente expresión:

$$\eta = \frac{\dot{W}_t - \dot{W}_c}{\dot{Q}_{IC}} \quad (3.6)$$

Despejando la potencia del compresor, el calor del intercambiador y la potencia de la turbina en las ecuaciones 3.2, 3.3 y 3.4 respectivamente, y cambiando el valor de las entalpías por su expresión equivalente en la ecuación 3.5, se sustituye en la ecuación 3.6 para obtener la expresión de la eficiencia del ciclo Brayton en función de las temperaturas de entrada y salida de cada componente:

$$\eta = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} \quad (3.7)$$

Como se ha asumido que el gas es ideal y caloríficamente perfecto, y que el salto de entropía es nulo en el compresor y la turbina, se puede utilizar la siguiente expresión para relacionar las presiones y temperaturas del aire antes y después del compresor o la turbina:

$$\pi = \frac{P_s}{P_e} = \left( \frac{T_s}{T_e} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (3.8)$$

Siendo  $\pi$  la relación de presiones. Con la ecuación 3.8 se pueden expresar las temperaturas  $T_2$  y  $T_3$  en función de  $\pi$ ,  $\gamma$ ,  $T_4$  y  $T_1$ , y sustituyendo en la ecuación 3.7, se obtiene por fin la expresión de la eficiencia del ciclo de Brayton en función del ratio de compresión:

$$\eta = 1 - \frac{1}{(\pi)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \quad (3.9)$$

Como consecuencia de la ecuación 3.9, se llega a la conclusión de que para mejorar la eficiencia del ciclo es necesario aumentar la relación de compresión  $\pi$ , con el fin de que el cociente sea lo menor posible y la eficiencia lo más cercana a la unidad. Sin embargo, esto sólo se cumple para el ciclo ideal. Veamos qué ocurre con la eficiencia en un ciclo real, en el que el compresor y la turbina no son isentrópicos.

Al no ser isentrópicos, tanto el compresor como la turbina tienen cierta eficiencia:

$$\eta_c = \frac{T_2 - T_1}{T'_2 - T_1} = \frac{T_2/T_1 - 1}{T'_2/T_1 - 1} \quad (3.10)$$

$$\eta_t = \frac{T_3 - T'_4}{T_3 - T_4} = \frac{1 - T'_4/T_3}{1 - T_4/T_3} \quad (3.11)$$

La eficiencia del ciclo completo sigue siendo la de la ecuación 3.6, solo que en este caso hay que utilizar el trabajo real de cada componente. Por tanto, se llega a una ecuación similar a la 3.7, que difiere sólo en algunas temperaturas:

$$\eta_{Br} = \frac{\dot{W}_t - \dot{W}_c}{\dot{Q}_{IC}} = \frac{T_3 - T'_4 - T'_2 + T_1}{T_3 - T'_2} = 1 - \frac{T'_4 - T_1}{T_3 - T'_2} \quad (3.12)$$

Trabajando la ecuación 3.12 se llega a la siguiente expresión:

$$\eta_{Br} = 1 - \frac{T'_4 - T_1}{T_3 - T'_2} = 1 - \frac{\frac{T'_4}{T_3} - \frac{T_1}{T_3}}{1 - \frac{T'_2}{T_3}} = 1 - \frac{\frac{T'_4}{T_3} - \frac{T_1}{T_3}}{1 - \frac{T'_2}{T_1} \cdot \frac{T_1}{T_3}} \quad (3.13)$$

Despejando de las ecuaciones 3.10 y 3.11, se obtienen los cocientes de temperaturas que aparecen en la ecuación 3.13. Además, mediante la expresión 3.8 estos cocientes se quedan en función de la relación de compresión:

$$\frac{T_2'}{T_1} = 1 + \frac{1}{\eta_c} \left( \frac{T_2}{T_1} - 1 \right) = 1 + \frac{1}{\eta_c} \left( \pi^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) \quad (3.14)$$

$$\frac{T_4'}{T_3} = 1 - \eta_t \left( 1 - \frac{T_4}{T_3} \right) = 1 - \eta_t \left( 1 - \frac{1}{\pi^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \right) \quad (3.15)$$

Llamando tau a la relación máxima de temperaturas:

$$\frac{T_3}{T_1} = \tau \quad (3.16)$$

Finalmente, sustituyendo las ecuaciones 3.14, 3.15 y 3.16 en la ecuación 3.13 se llega a la expresión de la eficiencia real del ciclo de Brayton, como función de la relación de presiones, la relación de temperaturas, las eficiencias del compresor y de la turbina, y el coeficiente de dilatación adiabática del gas:

$$\eta_{Br} = 1 - \frac{T_4'/T_3 - T_1/T_3}{1 - T_2'/T_1 \cdot T_1/T_3} = 1 - \frac{1 - \eta_t \left( 1 - \frac{1}{\pi^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \right) - \frac{1}{\tau}}{1 - \left[ 1 + \frac{1}{\eta_c} \left( \pi^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) \right] \frac{1}{\tau}} \quad (3.17)$$

Debido a la dificultad para calcular los máximos o mínimos de la eficiencia en función de la relación de compresión, se ha optado por representar dicha función en Excel. Para ello, se ha asumido lo siguiente:

- Valores típicos de la eficiencia para compresores y turbinas: 0,87 y 0,92 respectivamente.
- Fluido utilizado: aire. Coeficiente de dilatación adiabática: 1,4.
- Relación de temperaturas máxima: el aire entra en condiciones estándar al compresor y la cámara de combustión lo calienta entre 1100 y 1600 °C.

Los valores de la relación máxima de temperaturas están determinados por las temperaturas que aguantan los álabes de la turbina. Por tanto, según ha avanzado la tecnología de fabricación de dichos álabes estos valores han ido aumentando. En la época que fue construido el motor, 1100°C era la temperatura máxima que podía resistir la turbina. Con técnicas como la solidificación unidireccional o directamente la formación un único cristal, los álabes de turbina fabricados en la actualidad son capaces de soportar temperaturas de hasta 1600°C sin sufrir demasiado el fenómeno de *creep*.

A continuación se muestra el gráfico de la eficiencia del ciclo frente a la relación de presiones, para cuatro valores de tau distintos:

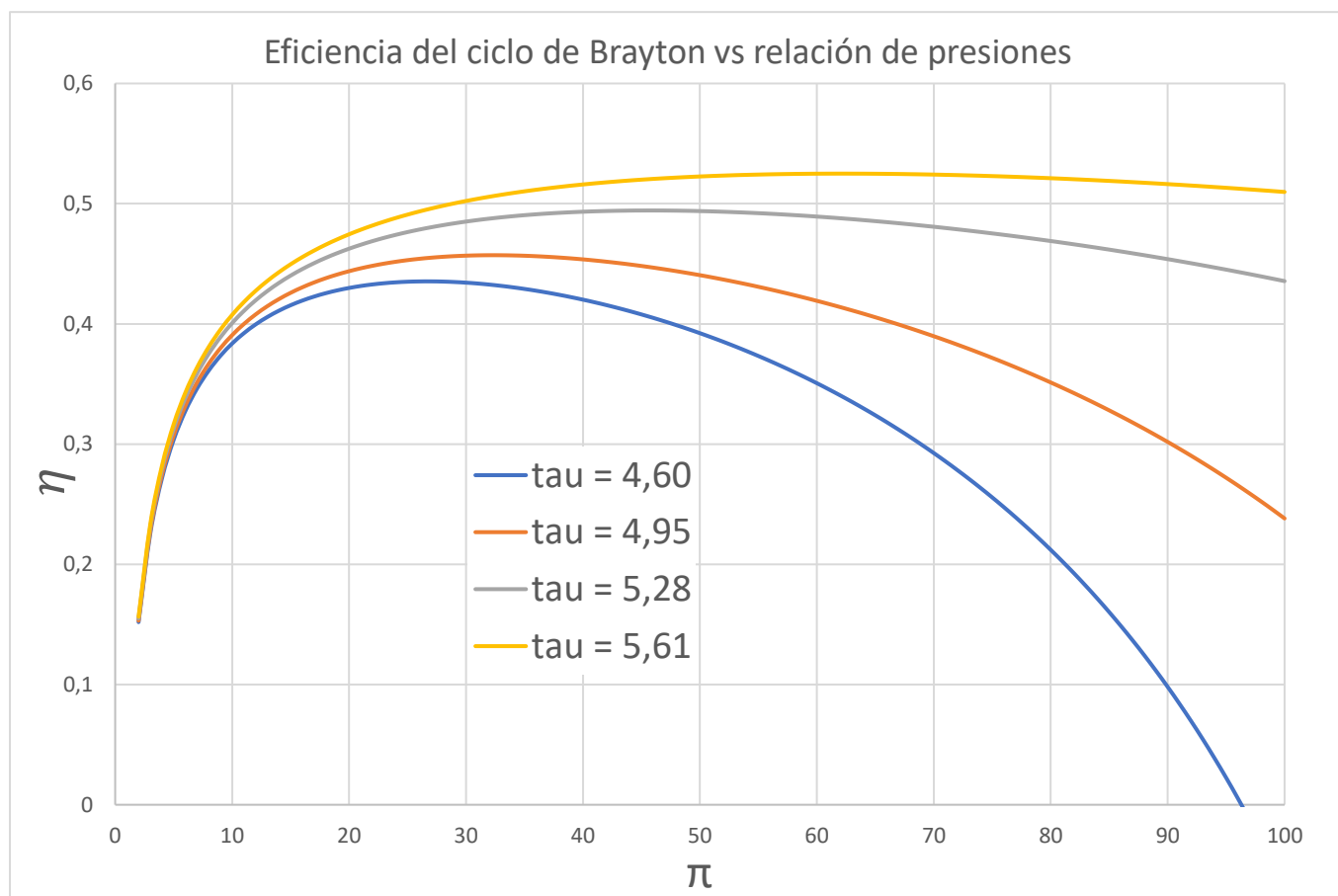


Figura 3.4: Eficiencia del ciclo de Brayton frente a relación de presiones

Como se puede observar en el gráfico, la eficiencia comienza creciendo con el ratio de compresión (como en el ciclo ideal), pero termina alcanzando un máximo y luego decae. Este máximo depende de la relación de temperaturas: cuanto mayor sea la máxima temperatura que se puede alcanzar, más grande puede ser el ratio de compresión para de esta forma aumentar la eficiencia.

La curva azul es la que correspondería al ciclo del motor GE-J85-13, ya que se ha calculado la tau con una temperatura máxima de 1100°C. Se comprueba que el máximo de la eficiencia en este caso corresponde a un valor de la relación de presiones de 26. Siendo de 6,8 la relación de compresión del motor, todavía le quedaría un gran margen de mejora en la eficiencia solamente aumentando las capacidades del compresor.

Actualmente, existen compresores de numerosas etapas axiales que llegan a ratios de 40. Para la tercera curva, con una temperatura máxima de 1500°C, la eficiencia alcanza su máximo en un ratio de compresión de 45, por lo que los avances en tecnología están permitiendo acercarse cada vez más a la eficiencia máxima que permite este ciclo.

### 3.3 Turbomáquinas

Como se mencionó en la introducción, existen varias maneras de clasificar a las turbomáquinas [8]:

Si las clasificamos según la compresibilidad del fluido, pueden ser de dos tipos:

- Hidráulicas. El cambio de densidad del fluido no es significativo dentro de la máquina. Por ejemplo, cuando el fluido es prácticamente incompresible, como un líquido: este es el caso de las bombas. Los ventiladores, en cambio, utilizan un fluido compresible (aire), pero el cambio de densidad del mismo es insignificante, por lo que no afecta a su funcionamiento ni es necesario tenerlo en cuenta para su diseño.
- Térmicas. Los fluidos utilizados son compresibles y además su densidad experimenta grandes cambios a lo largo de la máquina. Este es el caso de los compresores.

También podemos clasificarlas según el sentido de flujo:

- Axiales. Cuando el flujo avanza en la misma dirección que el eje del rotor.
- Radiales. La trayectoria del flujo es perpendicular a la dirección del eje del rotor.
- Mixtas. En la dirección de salida del flujo tras salir del rotor la velocidad tiene tanto componente axial como radial. Los diseños de los álabes son bastante más complejos que en los casos anteriores.



*Figuras 3.5 y 3.6: Ventilador radial (izquierda) y ventilador axial (derecha)*



Otra clasificación posible es según el cambio de presión en el rotor:

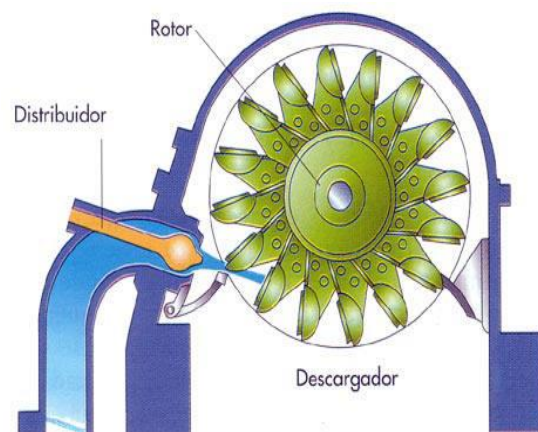
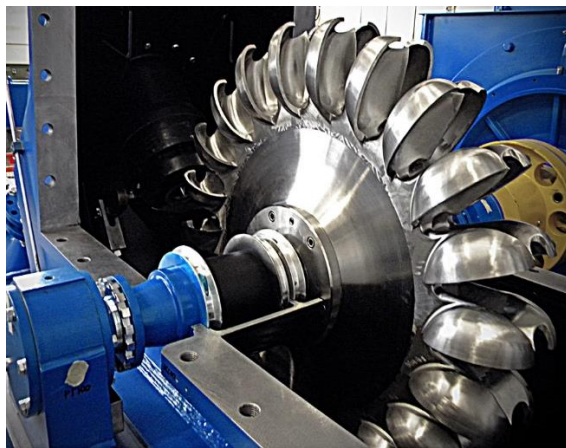
- Turbomáquinas de acción o impulso: la compresión (compresores) o expansión (turbinas) solo se realiza en el estator. El rotor cambia únicamente la velocidad del fluido.
- Turbomáquinas de reacción: el cambio de presión del fluido se realiza tanto en el estator como en el rotor. La proporción entre ambos se mide con el grado de reacción, del que se hablará más adelante.

Finalmente queda la clasificación de la que se habló en la introducción:

- Motoras: si el fluido es el que cede su energía a la máquina, como en el caso de una turbina.
- Generadoras: si es la máquina la que aporta trabajo al fluido, como en el caso de las bombas.

De acuerdo con todas estas clasificaciones, se tiene que el compresor del motor GE-J85-13 es una turbomáquina térmica, axial, de reacción y generadora.

Un ejemplo interesante del caso completamente opuesto es el de la turbina Pelton, la cual es una turbomáquina hidráulica, radial, de acción y motora. Es de las turbinas más eficientes que existe, con una elevada altura a bajos caudales.



*Figuras 3.7 y 3.8: Turbina Pelton real (izquierda) y esquemática (derecha)*

A continuación se explicarán, de forma resumida, todos los conocimientos teóricos necesarios para poder realizar el análisis de una turbomáquina. Se comenzará explicando primero en general y posteriormente se particularizará para los compresores axiales.



### 3.3.1 Ecuación de Euler de las turbomáquinas

La ecuación de Euler de las turbomáquinas deriva de la Ley de conservación del momento angular y del Teorema del transporte de Reynolds. Aplicando dicho teorema a un volumen de control, se obtiene una ecuación que relaciona el par ejercido sobre un volumen fluido con el cambio en su velocidad tangencial.

Debido a que la demostración es extensa y no aporta nada al desarrollo del trabajo, se ha decidido incluir solamente la expresión final:

$$C_{fl} = C_{fl,es} + C_{fl,ro} = \dot{m} [(rV_{\theta})_s - (rV_{\theta})_e] \quad (3.18)$$

Se introduce también el factor de potencia  $\kappa$ :

$$\kappa = \frac{C_{fl,ro}}{C_{fl,es} + C_{fl,ro}} \quad (3.19)$$

Multiplicando el par por la velocidad angular se obtiene la potencia transmitida al fluido por el rotor:

$$\dot{W} = \omega * C_{fl,ro} \quad (3.20)$$

Finalmente, con las ecuaciones 3.18, 3.19 y 3.20 se llega a la ecuación de Euler de las turbomáquinas:

$$\frac{\dot{W}}{\dot{m}} = \tau_{fl} = \kappa \omega [(rV_{\theta})_s - (rV_{\theta})_e] \quad (3.21)$$

Esta ecuación es fundamental para el análisis de cualquier turbomáquina, ya que relaciona el trabajo específico que la máquina ejerce sobre el fluido (o viceversa) con el cambio en la velocidad tangencial del fluido. Es decir, si un fluido entra sin velocidad tangencial a una máquina y sale de ella girando, necesariamente ha habido un intercambio de trabajo entre la máquina y el fluido.

Aunque la ecuación de Euler no puede separar el par ejercido por el rotor del par ejercido por el estator, el factor de potencia  $\kappa$  suele establecerse con valor unidad, ya que el par del estator es, en cierta medida, despreciable frente al par del rotor.

El siguiente punto importante para el análisis de una turbomáquina es conocer la geometría, perfil, etc. de los álabes, ya que toda turbomáquina los utiliza.

### 3.3.2 Morfología del álabe

Un álabe es una pieza generalmente metálica que se encarga de deflecar la corriente. El fluido llega con una velocidad y dirección al borde de entrada del álabe, lo rodea y sale con otra velocidad y dirección por el borde de salida. Mediante el ejemplo de los álaves de una turbina de acción, se van a explicar los parámetros del álabe fundamentales para el análisis de turbomáquinas:

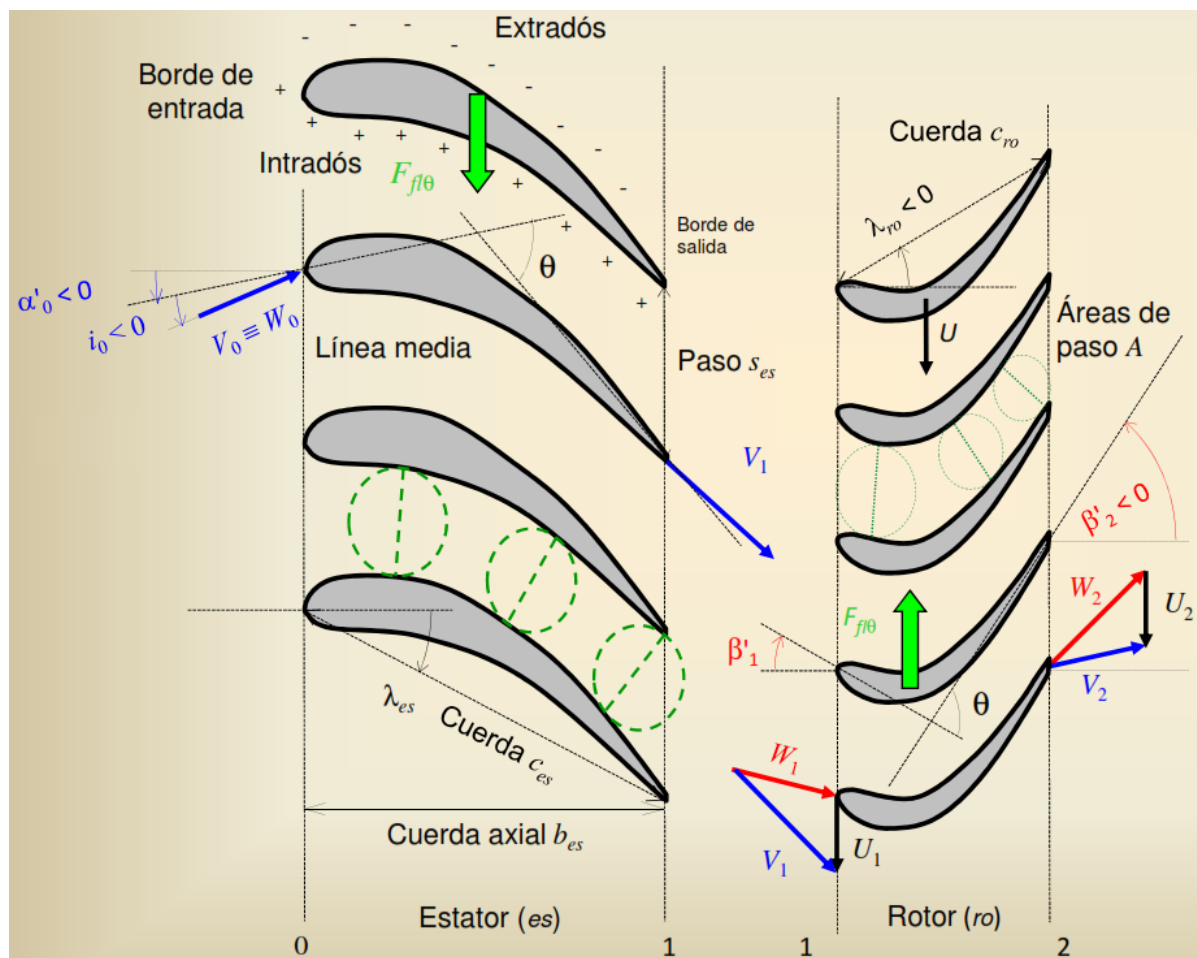
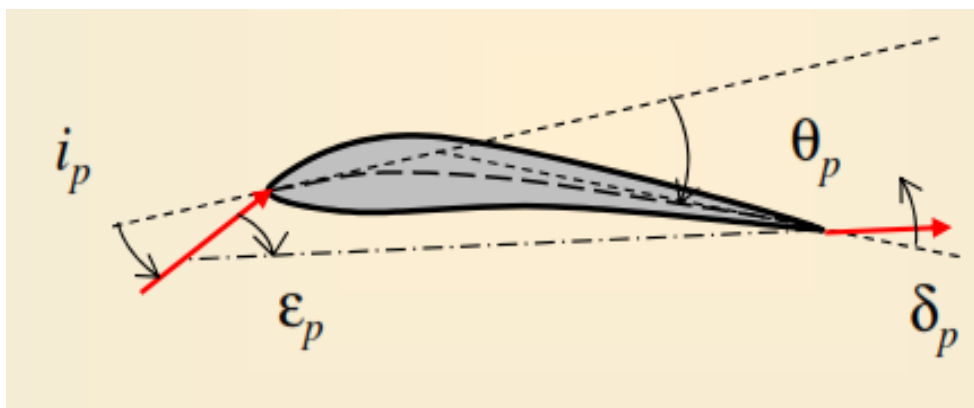


Figura 3.9: Álaves de estator y rotor de una turbina de acción

- $\alpha'$  y  $\beta'$ : Ángulos de inclinación de la línea media de los álaves, de estator y rotor respectivamente.
- $c$ : cuerda del álabe. Es la distancia entre el borde de entrada y el de salida.
- $s$ : separación o paso. Es la distancia de un álabe a otro en el borde de salida.
- $h$ : altura del álabe. En el caso de máquinas axiales, es la resta del radio en la punta y el radio en la raíz.
- $\lambda$ : ángulo de inclinación la cuerda.
- $\sigma$ : solidez. Es el cociente de la cuerda y el paso:  $c/s$ .

- $\Lambda$ : alargamiento. Es el cociente de la altura y la cuerda:  $h/c$ . Junto con la solidez, es un parámetro importante a tener en cuenta en las cascadas de álabes.
- $i$ : ángulo de incidencia. Es la resta del ángulo de inclinación de la línea media en la entrada y del ángulo del flujo. Indica cuánto de desviado está el flujo cuando entra en contacto con el álabe respecto al perfil del mismo.
- $\theta$ : deflexión geométrica del perfil. Es la resta del ángulo de inclinación del álabe a la salida y a la entrada.
- $\delta$ : desviación de la corriente: Es la resta del ángulo de salida del flujo y del ángulo de la línea media en el borde exterior.
- $\varepsilon$ : deflexión de la corriente. Es la resta del ángulo del flujo a la salida y a la entrada. Si la incidencia y la desviación fueran nulas, este ángulo sería el mismo que la deflexión geométrica del perfil.

En la siguiente imagen se aprecian mejor estos últimos cuatro ángulos junto con su criterio de signos:



*Figura 3.10: Incidencia, deflexión geométrica, deflexión de la corriente y desviación*

Además de los parámetros mencionados, queda una última definición que caracteriza al álabe: el perfil. Este puede definirse como una línea curva sobre la que se superpone una distribución de espesores. El perfil determina la forma exacta del álabe. Dos perfiles distintos pueden tener los mismos ángulos de inclinación de la línea media, pero sus distintas distribuciones del metal hacen que el comportamiento del flujo sea distinto en uno que en otro.

Entre la inmensidad de perfiles distintos que existen, los más utilizados a la hora de diseñar un compresor suelen ser estos tres tipos [9]:

- Serie NACA-65. Fueron desarrollados por la antigua NACA de EE. UU., la actual NASA. El espesor máximo se sitúa a la altura del 40% de la cuerda del álabe. Se utilizan para flujo subsónico.

- Perfil DCA. Las siglas vienen de su nombre en inglés: *double circular arc*. Tanto la curva del extradós como la del intradós son arcos de circunferencia. Su espesor máximo se sitúa en la mitad de la cuerda, y en ocasiones se utiliza para flujo supersónico.
- Serie C4. Con el espesor máximo en el 30% de la cuerda. La línea media puede ser un arco de circunferencia o una parábola. También se utilizan para flujo subsónico.

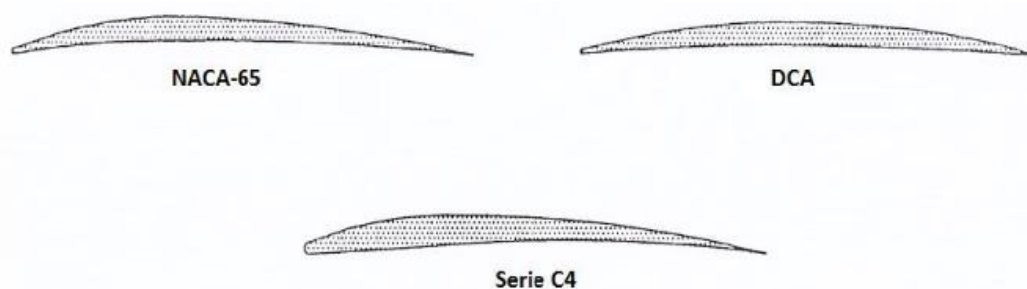


Figura 3.11: Ejemplos de perfiles alares

Tras observar los álabes el compresor del motor GE-J85-13, se ha descartado la posibilidad de que pertenezcan a la serie C4. Debido a la antigüedad del motor, se ha asumido que los álabes han sido diseñados con el perfil NACA-65, el más común utilizado también en aquella época.

### 3.3.3 Triángulos de velocidades

Una vez conocidas las propiedades geométricas de los álabes, es hora de hablar de la relación entre estas propiedades y la corriente de fluido que atraviesa los álabes.

Un escalonamiento o etapa consiste en dos coronas de álabes, una de las cuales es móvil (rotor) y la otra permanece fija (estator). Dependiendo de si la turbomáquina es generadora o motora, cambia el orden en que la corriente debe encontrarse con estas coronas. En el caso del compresor, en primer lugar hay un rotor y después un estator.

En el compresor, el fluido llega al rotor con una velocidad absoluta  $V$ . Esta velocidad forma un ángulo con la dirección meridional (eje  $z$  en máquinas axiales y eje  $r$  en máquinas radiales). Como el compresor a estudiar es axial, a partir de este momento la velocidad meridional se va a designar como  $V_z$ . La velocidad del rotor se designa como  $U$ , y es siempre tangencial. Componiendo  $U$  con la velocidad relativa del flujo respecto al rotor,  $W$ , se obtendría la velocidad absoluta  $V$ . Es decir, estas velocidades cumplen la siguiente ecuación:

$$\vec{V} = \vec{W} + \vec{U} \quad (3.22)$$

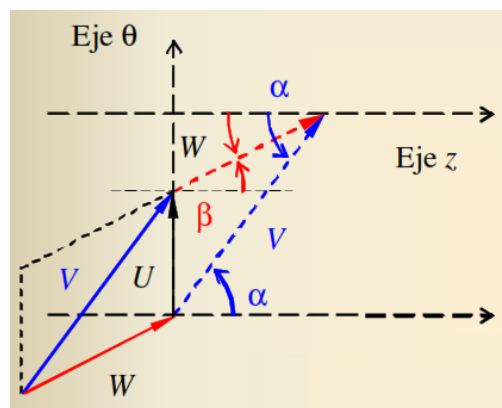
También se puede desdoblar esta ecuación en sus componentes axial y tangencial, teniendo en cuenta el signo de cada componente:

$$V_{\theta} = W_{\theta} + U \quad (3.23)$$

$$V_z = W_z \quad (3.24)$$

Los ángulos del flujo son los siguientes:

- $\alpha$ : ángulo de la corriente absoluta con respecto a la dirección axial. Este es el ángulo que forma  $V$  con el eje  $z$ .
- $\beta$ : ángulo de la corriente relativa con respecto a la dirección axial. Este es el ángulo que forma  $W$  con el eje  $z$ .



*Figura 3.12: Ángulos de la corriente respecto a la dirección axial*

Es importante no confundir los ángulos de las corrientes absolutas y relativas con los ángulos de inclinación del estator y el rotor, ya que tienen nomenclaturas similares.

La corriente que entra al rotor, con velocidad  $W_1$  relativa al mismo, sale con una velocidad  $W_2$  menor, ya que el área entre álabes es divergente en un compresor. De esta forma, parte de esa velocidad se ha convertido en un aumento de presión. Aunque la velocidad relativa al rotor es menor, la velocidad  $V_2$  del fluido es mayor que la de entrada, ya que el rotor le transfiere energía cinética. Una vez que la corriente sale del rotor, se dirige al estator con una velocidad absoluta  $V_2$ . Como el estator no tiene velocidad de arrastre  $U$ , ya que se encuentra fijo, simplemente defleca la corriente y esta sale con otra velocidad  $V_3$  distinta de la inicial, más pequeña debido al área divergente, pero aproximadamente igual a la velocidad  $V_1$  de entrada al rotor. Por tanto, se ha producido otro aumento de presión en el estator, ya que la velocidad se ha convertido en presión.

Este proceso de aceleración y deceleración de la corriente se repite sucesivamente a lo largo de todas las etapas del compresor. El resultado es un aumento que corresponde al producto total de la relación de compresión de cada etapa. En la siguiente figura se aprecia gráficamente la explicación anterior:

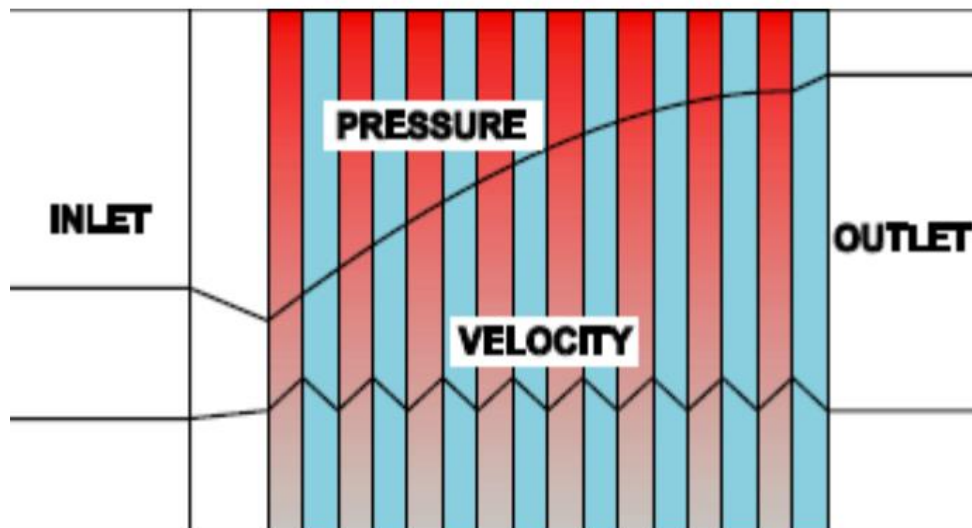


Figura 3.13: Cambio de presión y velocidad en sucesivos escalones

Un triángulo de velocidades consiste en representar la velocidad absoluta  $V$ , relativa  $W$  y de arrastre  $U$  utilizando el mismo origen para las velocidades absoluta y relativa. En el caso de que la velocidad de arrastre  $U$  sea la misma a la entrada y a la salida del rotor, se pueden superponer los triángulos de velocidades a la entrada y a la salida. Además, si  $V_{1z} = V_{2z}$ , se denomina diagrama simple de velocidades, ya que las ecuaciones se simplifican bastante. En la siguiente imagen se pueden apreciar además los sentidos de los ángulos, positivos si van en la dirección de la velocidad de arrastre.

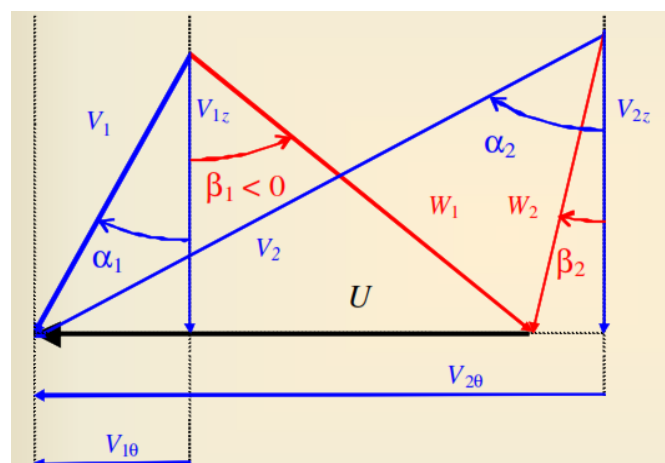


Figura 3.14: Diagrama simple de velocidades

### 3.3.4 Magnitudes totales o de remanso

Supóngase que se quiere medir la temperatura de un fluido que se desplaza a altas velocidades, del orden de 0,6M o superior. Para que un termómetro midiera correctamente la temperatura de este fluido, necesitaría desplazarse a su misma velocidad, lo cual es imposible. Por tanto, la temperatura que indica el termómetro no es realmente la temperatura del fluido, sino que le está añadiendo una temperatura directamente relacionada con su velocidad. Esta temperatura es en realidad una temperatura total o de remanso.

Partiendo de la ecuación del balance de energía 3.1, se va a “remansar” la corriente para obtener la llamada entalpía total. Remansar la corriente consiste en detenerla de forma adiabática y reversible (isentrópicamente) sin un intercambio de trabajo. Es decir, al no haber intercambio de calor o trabajo, la velocidad que llevaba el fluido pasa a formar parte de la entalpía del mismo. El resultado de remansar la corriente es el siguiente:

$$0 = 0 - 0 + \dot{m} \left( h_1 - h_2 + \frac{1}{2} v_1^2 - \frac{1}{2} v_2^2 + g z_1 - g z_2 \right) \quad (3.25)$$

Sin un cambio significativo en la altura del fluido (simplemente se ha frenado, se puede asumir que es aproximadamente cero) se llega a la expresión de la entalpía total:

$$\Delta h_T = 0 = \left( h_1 + \frac{1}{2} v_1^2 - h_2 - \frac{1}{2} v_2^2 \right) \quad (3.26)$$

A partir de la expresión de la entalpía total, teniendo en cuenta que el remanso ha sido isentrópico y asumiendo que el gas es un GICP (gas ideal caloríficamente perfecto), se pueden obtener las expresiones de la temperatura total, la presión total y la densidad total. Las ecuaciones de estado del gas ideal y las relaciones entre presión y temperatura son las siguientes:

$$\frac{P}{\rho} = R_g T \quad (3.27)$$

$$\frac{P_2}{P_1} = \left( \frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (3.28)$$

Operando las ecuaciones 3.5, que expresaba la entalpía de un gas ideal en función de la temperatura, y la 3.26, se obtiene la expresión de la temperatura total o de remanso:

$$T_T = T + \frac{1}{2} \frac{v^2}{c_P} \quad (3.29)$$

A continuación se introduce el número de Mach, que expresa el cociente entre una velocidad y la velocidad del sonido:

$$M = \frac{v}{a} \quad (3.30)$$

La velocidad del sonido en un medio se define termodinámicamente mediante la siguiente expresión:

$$a = \sqrt{\gamma R T} \quad (3.31)$$

Teniendo en cuenta que en un gas ideal:

$$c_P = \frac{\gamma R}{\gamma - 1} \quad (3.32)$$

Se puede obtener la expresión de la temperatura de remanso como función del coeficiente de dilatación adiabática y del número de Mach:

$$\frac{T_T}{T} = 1 + \frac{\gamma - 1}{2} M^2 \quad (3.33)$$

Con las relaciones entre temperatura, presión y densidad de las ecuaciones 3.27 y 3.28, y la ecuación 3.33, se obtienen finalmente las expresiones de la presión de remanso y la densidad de remanso:

$$\frac{P_T}{P} = \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} M^2\right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} \quad (3.34)$$

$$\frac{\rho_T}{\rho} = \left(\frac{T_T}{T}\right)^{\frac{1}{\gamma - 1}} \quad (3.35)$$

Estas expresiones de las magnitudes de remanso (entalpía, temperatura, presión y densidad) son fundamentales para el análisis y el diseño de compresores, ya que aparecen en la mayoría de ecuaciones de transferencia de energía. Sin embargo, para flujos incompresibles o flujos compresibles con número de Mach menor de 0,5, la diferencia entre usar magnitudes totales o magnitudes estáticas no es nada significativa, como se puede observar en el siguiente gráfico:



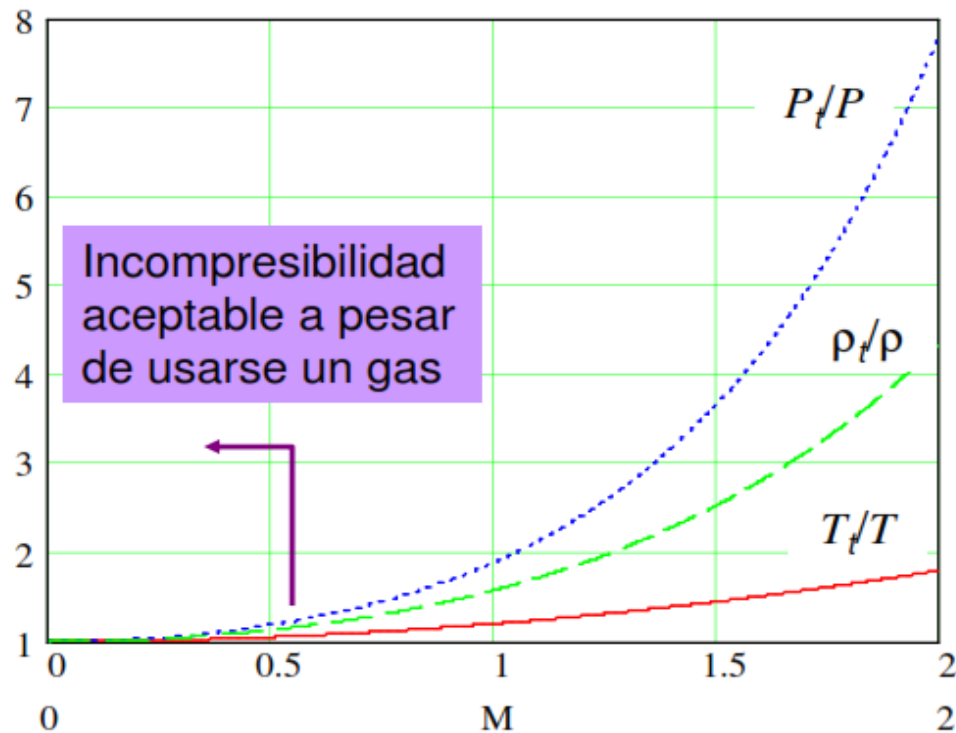


Figura 3.15: Magnitudes totales frente a estáticas

### 3.3.5 Coeficientes adimensionales

Finalmente, es importante conocer los seis coeficientes adimensionales que son fundamentales para el análisis y diseño de turbomáquinas:

- Número de Mach:  $M$ . Ya se ha hablado de él con anterioridad, dando su expresión en la ecuación 3.30. Determina si un flujo es subsónico o supersónico dependiendo de si es mayor o menor que la unidad. Es un factor limitante a la hora de diseñar compresores. En el caso de compresores subsónicos, como lo es el del motor GE-J85, nunca debe sobrepasar el valor de 0,85. Los mayores números de Mach se dan en el rotor, en concreto en la punta del álabe, ya que esta lleva la mayor velocidad de arrastre. Por tanto, debe comprobarse que en ningún momento se sobrepasa este valor de  $M$ , o en caso contrario el compresor entrará en pérdidas por ondas de choque y podría peligrar su correcto funcionamiento.

Condición para diseño:

$$M \leq 0,85 \quad (3.36)$$

- Coeficiente de carga:  $\Psi$ . Mide el trabajo intercambiado con el flujo con respecto a una referencia, que consiste en deflectar al fluido con  $U$  y al otro lado con  $V_\theta = 0$ . Se toma el valor absoluto del coeficiente, ya que dependiendo de si la turbomáquina es un compresor o una turbina, su signo cambia. Sirve para indicar cómo de cargada está la máquina. En el caso de compresores axiales, los valores normales de carga están entre 0,3 y 0,5. Valores por encima indican que la máquina está muy cargada y por debajo que está poco cargada. Sin tener en cuenta el factor de potencia:

$$\Psi = \frac{\tau_{fl}}{\tau_{fl,ref}} = \frac{U_2 V_{2\theta} - U_1 V_{1\theta}}{U_2^2} \quad (3.37)$$

Condición para diseño:

$$0,3 \leq \Psi \leq 0,5 \quad (3.38)$$

- Coeficiente de flujo:  $\Phi$ . Compara la velocidad meridiana de entrada (en el caso de compresores axiales, la velocidad axial) con la velocidad de arrastre. Determina la inclinación a la entrada de los álabes del rotor, ya que en el punto de trabajo la corriente relativa debe ser tangente a la línea media del álabe. También indica de forma indirecta el caudal de fluido que pasa por la máquina. Para compresores axiales, los valores típicos de este coeficiente están entre 0,3 y 0,8.

$$\Phi = \frac{V_z}{U_1} \quad (3.39)$$

Condición para diseño:

$$0,3 \leq \Phi \leq 0,8 \quad (3.40)$$

- Coeficiente de reacción:  $R$ . Es el cociente del salto de entalpía estática de todo el escalón entre el salto de entalpía total en el rotor. Expresa aproximadamente el salto de presión en el rotor con el salto de presión de todo el escalón. En turbinas de acción, el coeficiente de reacción es 0. En los compresores axiales se procura que el salto de presión en rotor y estator sea el mismo, para evitar desprendimientos de la corriente.

$$R = \frac{\Delta h}{(\Delta h_T)_{ro}} \quad (3.41)$$

Condición para diseño:

$$R \approx 0,5 \quad (3.42)$$

- Número de De Haller: **Ha**. Significativo en coronas de álabes difusores, como los de los compresores. Es el cociente de la velocidad relativa de salida entre la velocidad relativa de entrada. Ha de ser mayor que 0,7 para evitar el desprendimiento de la corriente y, por tanto, evitar mayores pérdidas.

$$Ha = \frac{W_2}{W_1} \quad (3.43)$$

Condición para diseño:

$$Ha \geq 0,7 \quad (3.44)$$

- Coeficiente de difusión: **DF**. Similar propósito que el **Ha**, pero sólo para hileras 2D axiales. Tiene en cuenta la solidez y la deflexión. Solamente puede usarse en caso de incidencia óptima, es decir, cercana a la nula. Para garantizar pérdidas moderadas, debe ser menor que 0,45. En valores mayores a 0,6 la corriente está desprendida.

$$DF = 1 - Ha + \frac{|W_{2\theta} - W_{1\theta}|}{2\sigma W_1} \quad (3.45)$$

Condición para diseño:

$$DF \leq 0,45 \quad (3.46)$$

Aunque los coeficientes de De Haller y de difusión están expresados en función de las velocidades relativas, sirven también para estatores si se cambian por las velocidades absolutas.

## 4. Obtención de medidas

Tras disponer de todos los conocimientos teóricos básicos para analizar el compresor, es necesario obtener una serie de medidas del mismo.

Las magnitudes necesarias para el correcto análisis del compresor son las siguientes:

- Radio de raíz, radio medio y radio de punta de cada una de las etapas del compresor. En cada etapa, deben ser medidos a la entrada y a la salida del álabe. Teniendo en cuenta que las 8 etapas tienen rotor y estator, son necesarias un total de 96 medidas ( $8 \text{ etapas} \times 2 \text{ (rotor + estator)} \times 2 \text{ (entrada y salida)} \times 3 \text{ (radio raíz, medio y punta)}$ ).
- Cuerda de los álabes en cada una de las etapas. 16 medidas.
- Paso entre álabes en cada una de las etapas. 16 medidas.
- Ángulos del perfil en cada una de las etapas, en los mismos puntos antes mencionados. Un total de 96 medidas también.

Las herramientas de las que se disponía para la obtención de medidas han sido estas tres:

- Regla milimetrada.
- Hilo.
- Cámara de fotos.

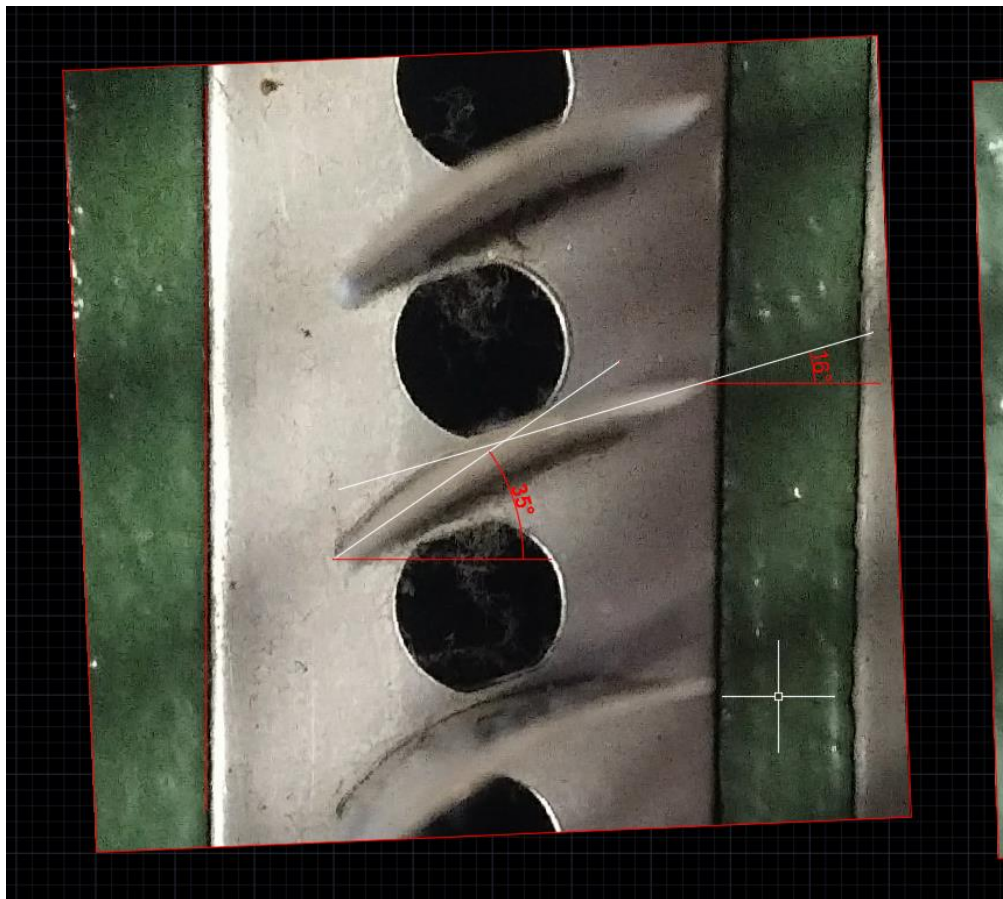
Los procedimientos realizados para obtener cada una de las medidas han sido los siguientes:

- Los radios no han podido medirse de forma directa, ya que es imposible acceder al centro del eje del compresor. Por tanto, se ha atado el hilo a la raíz de uno de los álabes y se ha hecho girar el compresor hasta que el extremo del hilo podía tocarse con el nudo. De esta forma, se ha obtenido la circunferencia de la raíz del álabe en el caso de los rotores. Para conocer el radio de punta, se ha medido la altura del álabe y se ha sumado al radio de la raíz. El cálculo del radio medio es inmediato con estos dos datos.
- Ya que el radio exterior permanece constante por la carcasa del motor, se ha asumido que el radio de punta del rotor es el mismo que el radio de punta del estator. Con esta medida y con las alturas de los álabes del estator, se obtienen el resto de radios de manera idéntica al anterior procedimiento.
- La cuerda de cada álabe y el paso entre ellos se ha obtenido simplemente midiendo las distancias con la regla.
- Finalmente, para obtener los ángulos de los álabes se ha realizado una fotografía de la forma más perpendicular posible, y mediante un programa se han medido dichos ángulos.

El programa utilizado para la medida de los ángulos ha sido AutoCAD, y se ha procedido de la siguiente manera:

- Se recorta la imagen.
- Se gira para dejar el eje de referencia lo más perpendicular posible.
- Se dibujan las líneas medias del álabe.
- Se dibujan las líneas de referencia horizontales.
- Se utiliza la herramienta “Acotar, Angular” para obtener el ángulo entre las dos líneas.

A continuación se muestra un ejemplo de este procedimiento realizado en el tercer estator. Debido a que el estator no presenta leyes torsionales, los ángulos desde raíz a punta no cambian, por lo que sólo ha sido necesario medir los dos ángulos en la punta. Se ha seleccionado esta imagen debido a su claridad sobre las imágenes correspondientes a cualquier rotor:



*Figura 4.1: Ángulos del tercer estator en AutoCAD*

Como puede observarse en la imagen, ésta ha sido girada ligeramente para que el eje Y esté perfectamente alineado con el del programa. En blanco se han dibujado las líneas medias del álabe, y en rojo las líneas horizontales de referencia y los ángulos que éstas forman con las líneas medias.

Siguiendo estos procedimientos, se han obtenido casi todas las medidas antes mencionadas, si bien no se han podido medir algunos datos debido a la imposibilidad de acceder a ellos. Estos son los problemas que se han presentado:

- El primer rotor estaba parcialmente cubierto por la carcasa de la toma de aire, por lo que el ángulo de entrada ha sido imposible de obtener. Sin embargo, sí se ha podido conseguir la altura del álabe a la entrada del mismo.
- El octavo rotor y el octavo estator se encontraban totalmente cubiertos por la carcasa, siendo imposible hacer la foto perpendicular y por tanto obtener sus ángulos. Se han conseguido los datos a la entrada del rotor.

Por último, antes de presentar los datos hay que hablar del error cometido al medir. Ya que las medidas se han tomado una sola vez cada una (debido a la gran cantidad y a la difícil accesibilidad en algunas partes se emplearon varias horas) no es posible calcular el error aleatorio.

- Para los radios, cuerdas y pasos se asume un error de la misma sensibilidad que el aparato de medida, es decir, 1mm.
- En el caso de los ángulos, el programa no incorpora error, por lo que éste tiene que considerarse teniendo en cuenta que las fotos realizadas no son perpendiculares del todo, y que las líneas medias de los álabes han sido dibujadas según criterio propio, procurando que fueran lo más parecidas a los dibujos de los conceptos teóricos. Por tanto, es considerable asumir un error de unos 5° en las medidas de los ángulos.

A continuación se muestra la tabla con las medidas que se han obtenido de cada una de las etapas del compresor. Es importante recordar que todas las medidas de longitud tienen un error de  $\pm 1\text{mm}$  y todas las medidas de ángulos tienen un error de  $\pm 5^\circ$ . En la tabla se presentan las medidas según la siguiente leyenda:

- $Rr1$ ,  $Rm1$ ,  $Rp1$ : radio de raíz, medio y de punta a la entrada del álabe.
- $Rr2$ ,  $Rm2$ ,  $Rp2$ : radio de raíz, medio y de punta a la salida del álabe.
- $\beta r1$ ,  $\beta m1$ ,  $\beta p1$ : ángulo de inclinación de la línea media del álabe en la raíz, radio medio y punta, en la entrada del álabe.
- $\beta r2$ ,  $\beta m2$ ,  $\beta p2$ : ángulo de inclinación de la línea media del álabe en la raíz, radio medio y punta, en la salida del álabe.
- $C$ : cuerda del álabe.
- $S$ : separación o paso entre álabes.



	Etapa 1		Etapa 2		Etapa 3		Etapa 4	
	Rotor	Estator	Rotor	Estator	Rotor	Estator	Rotor	Estator
Rr 1 (mm)	125	129	145	153	173	168	178	179
Rm 1 (mm)	173	175	183	187	197	194	199	200
Rp 1 (mm)	220	220	220	220	220	220	220	220
Rr 2 (mm)	130	137	153	162	176	170	180	180
Rm 2 (mm)	175	179	187	191	198	195	200	200
Rp 2 (mm)	220	220	220	220	220	220	220	220
$\beta_p 1 (^{\circ})$	-	28	-48	37	-48	35	-48	40
$\beta_m 1 (^{\circ})$	-	28	-39	37	-32	35	-37	40
$\beta_r 1 (^{\circ})$	-	28	-17	37	-18	35	-22	40
$\beta_p 2 (^{\circ})$	-48	14	-43	16	-39	16	-38	19
$\beta_m 2 (^{\circ})$	-32	14	-26	16	-26	16	-27	19
$\beta_r 2 (^{\circ})$	2	14	-2	16	-12	16	-14	19
c (mm)	40	40	20	20	15	15	13	13
s (mm)	26	26	16	16	12	12	11	11
	Etapa 5		Etapa 6		Etapa 7		Etapa 8	
	Rotor	Estator	Rotor	Estator	Rotor	Estator	Rotor	Estator
Rr 1 (mm)	186	188	190	191	192	193	195	-
Rm 1 (mm)	203	204	205	205	206	207	208	-
Rp 1 (mm)	220	220	220	220	220	220	220	220
Rr 2 (mm)	187	188	191	192	193	194	-	-
Rm 2 (mm)	204	204	205	206	207	207	-	-
Rp 2 (mm)	220	220	220	220	220	220	220	220
$\beta_p 1 (^{\circ})$	-46	37	-53	36	-49	35	-	-
$\beta_m 1 (^{\circ})$	-38	37	-42	36	-34	35	-	-
$\beta_r 1 (^{\circ})$	-25	37	-31	36	-21	35	-	-
$\beta_p 2 (^{\circ})$	-41	15	-43	17	-42	21	-	-
$\beta_m 2 (^{\circ})$	-31	15	-32	17	-28	21	-	-
$\beta_p 2 (^{\circ})$	-16	15	-19	17	-15	21	-	-
c (mm)	12	12	11	11	11	11	-	-
s (mm)	9	9	9	9	8	8	-	-

Tabla 3: Medidas obtenidas del compresor

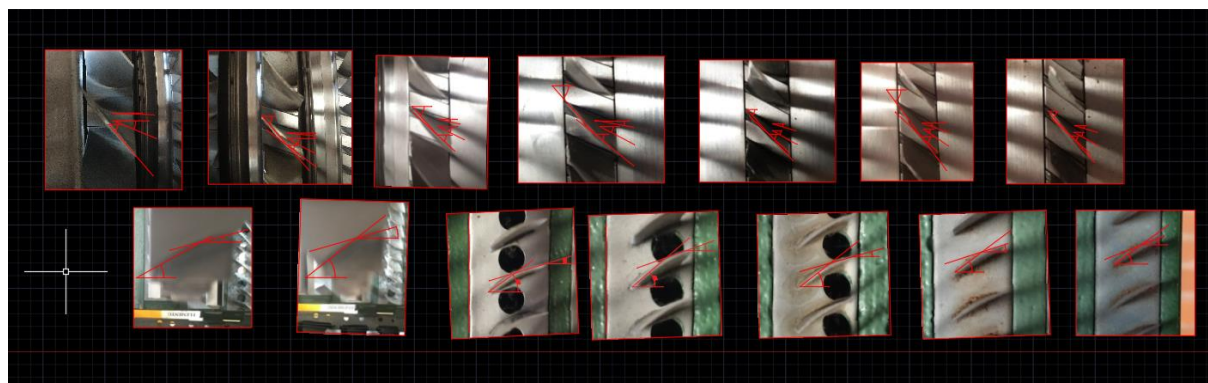


Figura 4.2: Obtención de los ángulos de los rotores y estatores 1 a 7

## 5. Planteamiento del problema y análisis del compresor

### 5.1 Planteamiento y metodología

Una vez obtenidas las medidas del compresor, puede por fin plantearse el problema a resolver en este trabajo.

Se va a realizar un análisis de los ocho escalones del compresor utilizando los conocimientos teóricos desarrollados en el apartado 3. Sin embargo, puesto que no se tienen los datos completos de todas las etapas, es necesario realizar un pequeño ejercicio de diseño para conseguir estos datos de forma que se aproximen lo máximo posible a la realidad. Tras realizar el análisis, se comprobará que ha sido correctamente realizado comparando el valor de la relación de compresión obtenida analíticamente con el valor que aparece en la placa del motor.

A continuación se describe el procedimiento a seguir para resolver el problema.

- 1) En primer lugar se van a calcular todos los datos de entrada al primer escalón.
- 2) Dado que se dispone de todos los datos necesarios para resolver el primer escalón a excepción de los ángulos de entrada al rotor, éstos han de hallarse mediante una metodología de diseño.
- 3) Una vez obtenidos estos ángulos, la primera etapa está lista para analizarse. Dicha etapa tendrá un rendimiento desconocido, que en primera aproximación debe ser estimado.
- 4) Con los resultados de la primera etapa, se obtienen los datos de entrada de la segunda etapa. Por simplicidad para las iteraciones, se va a asumir el mismo rendimiento que en la primera etapa.
- 5) Se analiza la segunda etapa y se obtienen los datos de entrada a la tercera.
- 6) Se procede de la misma manera que en los pasos 3 y 4 para los sucesivos escalones hasta el séptimo.
- 7) Con el séptimo escalón se obtienen los datos de entrada al octavo.
- 8) Salvo los radios de entrada al rotor, los datos del octavo escalón son completamente desconocidos. Por tanto, se va a realizar un ejercicio de diseño basándose en los anteriores escalones y en la necesidad de que el flujo salga del octavo de manera axial. Se asume el mismo rendimiento que en las anteriores etapas.
- 9) Una vez diseñado el octavo escalón, se analiza igual que el resto. Se obtienen las propiedades del flujo a la salida del compresor.
- 10) Conocidas estas propiedades, se calcula la relación de presiones. Si no es igual a la de la placa, se vuelve al paso 2 y se estima una eficiencia diferente. Este bucle se repetirá hasta que los valores coincidan.

Se muestra el diagrama de flujo representativo de la metodología empleada para el análisis del compresor:

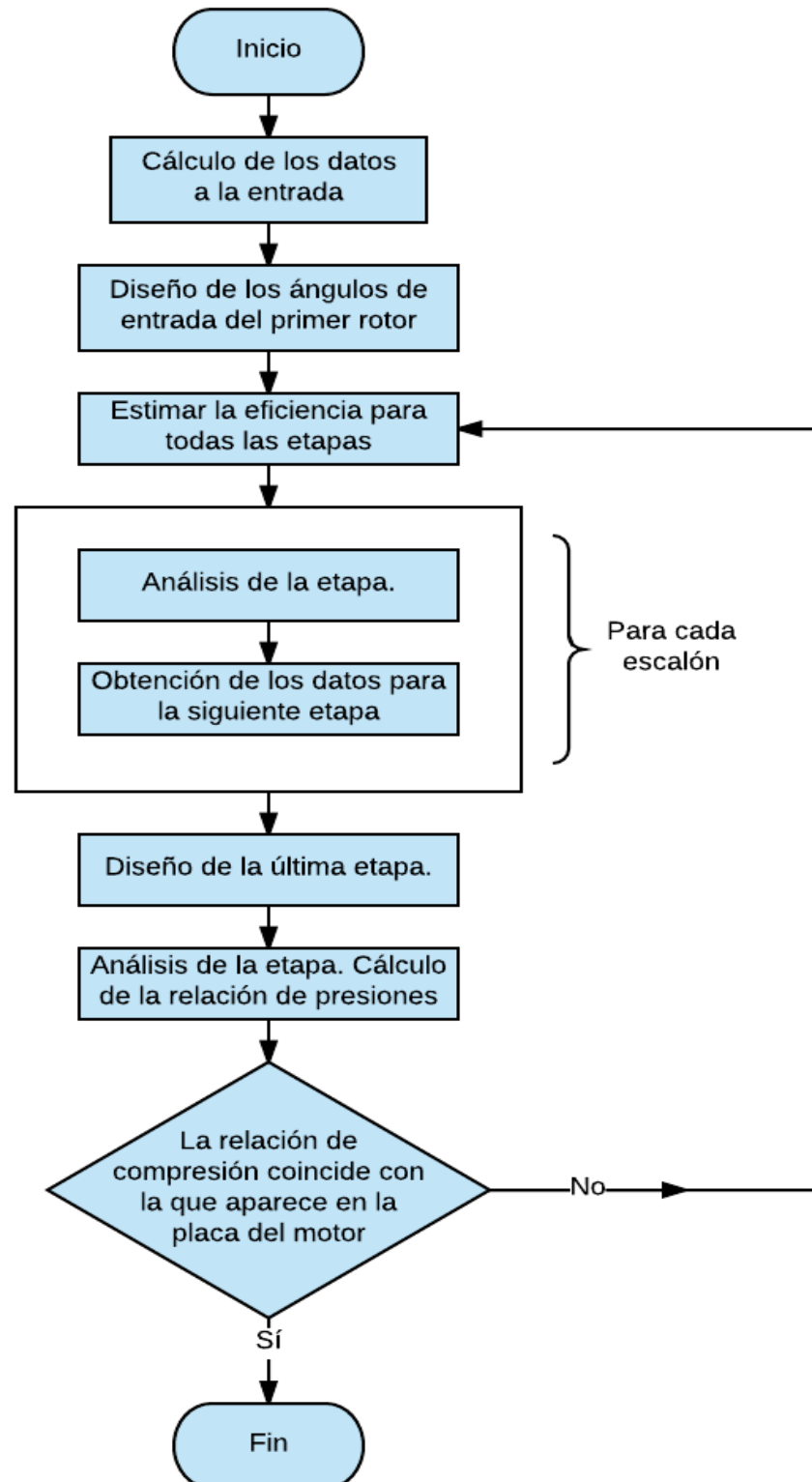


Figura 5.1: Diagrama de flujo del análisis del compresor

## 5.2 Análisis del compresor

### 5.2.1 Cálculo de los datos a la entrada

Como se mencionaba en el apartado anterior, para comenzar el análisis es necesario conocer los datos de entrada al rotor. Para ello, se utilizan las siguientes suposiciones:

- El compresor opera en su punto de diseño. La velocidad que aparece en la placa es la máxima del motor, que corresponde a un 110% de la velocidad de diseño [10]. Por tanto, el valor la velocidad de giro que se utilizará es de 15038 RPM.
- Los álabes guía de la entrada permiten que el flujo entre con un ángulo desde 0 a 35° [11]. Por tanto, se asume flujo axial a la entrada, ya que el valor de 0° se corresponde con el funcionamiento del motor a plena carga.
- El motor está situado en un avión militar que vuela en torno a 6000 pies de altura (aproximadamente 2000 metros). Según los datos de la ISA [12], las propiedades del aire a esa altura son:
  - Temperatura: 276,25 K.
  - Presión: 0,812 bar.
- Dado que el coeficiente de dilatación adiabática del aire,  $\gamma$ , varía según la presión y la temperatura, no es constante a lo largo del compresor axial. Sin embargo, se va a asumir constante y con valor igual a 1,4, ya que de otra manera el problema necesitaría demasiadas iteraciones. El valor de la constante de los gases  $R_g$  para el aire será de 287 J/kgK.
- El flujo másico de aire en el motor es de 20 kg/s [10].
- La mayoría de compresores axiales están diseñados para que la velocidad axial absoluta permanezca constante [9]. Por tanto, se va a asumir que el valor de esta velocidad no cambia a lo largo de todas las etapas del compresor.

Conocidos estos datos, se obtiene la densidad a la entrada mediante la ecuación 3.27. Después, se puede calcular la velocidad axial del aire a lo largo del compresor con la ecuación de continuidad:

$$\dot{m} = \rho V_z A \quad (5.1)$$

De donde se obtiene un valor de 190 m/s para la velocidad axial.

### 5.2.2 Diseño de los ángulos de entrada al primer rotor

Una vez conocidos los datos de entrada, llega el momento de conseguir los ángulos desconocidos del primer rotor. Se va a explicar el procedimiento mediante el cálculo del ángulo en el radio de punta, ya que para obtener el ángulo en el resto de radios simplemente hay que proceder de la misma manera, y sólo se mostrarán estos resultados en la tabla del final.

Con el valor de la velocidad de giro en el punto de diseño se obtiene la velocidad de arrastre en la punta del álabe. Como el radio de punta es el mismo en la entrada y salida del álabe, la velocidad de arrastre es la misma también:

$$U_{1p} = U_{2p} = \omega r_p = \frac{2\pi n}{60} r_p = \frac{2\pi * 15038 * 0,22}{60} = 346 \frac{m}{s} \quad (5.2)$$

Esta velocidad y la velocidad obtenida de la ecuación 5.1 sirven para dibujar el triángulo de velocidades a la entrada del compresor, de donde se obtienen la velocidad relativa  $W_1$  y el ángulo relativo de flujo  $\beta_1$  (no confundir con el ángulo del álabe que se pretende hallar,  $\beta_1'$ ). Matemáticamente, el valor de  $W_{1\theta}$  se obtiene de la ecuación 3.23 y el de  $W_{1z}$  de la 3.24, siendo el mismo que el de  $V_z$ . Con estos dos valores y mediante trigonometría se obtienen  $W_1$  y  $\beta_1$ :

$$W_1 = \sqrt{W_{z1}^2 + W_{\theta1}^2} = \sqrt{190^2 + (-346)^2} = 395 \frac{m}{s} \quad (5.3)$$

$$\beta_1 = \tan^{-1} \frac{W_{1\theta}}{W_{1z}} = -61^\circ \quad (5.4)$$

Pero este ángulo no es el que se busca, ya que se pretende diseñar el ángulo del álabe, no del flujo. Para encontrarlo es necesario continuar con el triángulo de velocidades a la salida del rotor. Como la velocidad axial se asume constante, y se conoce la velocidad de arrastre, se necesita un dato más para dar forma al triángulo de velocidades. Este dato es el ángulo del flujo absoluto a la salida del rotor, es decir, la inclinación con la que la corriente llega al primer estator.

A continuación se mostrará un gráfico en el que se aprecia cómo crecen las pérdidas en una corona de álabes en función de la incidencia de la corriente sobre ella. En el gráfico se puede observar que la incidencia óptima está muy cercana a la incidencia nula. Por ello, el triángulo de velocidades a la salida del rotor se va a diseñar de forma que la incidencia de la corriente al llegar al estator sea nula, o lo que es lo mismo: el ángulo absoluto del flujo es el mismo que el ángulo de entrada al primer estator:  $28^\circ$ .

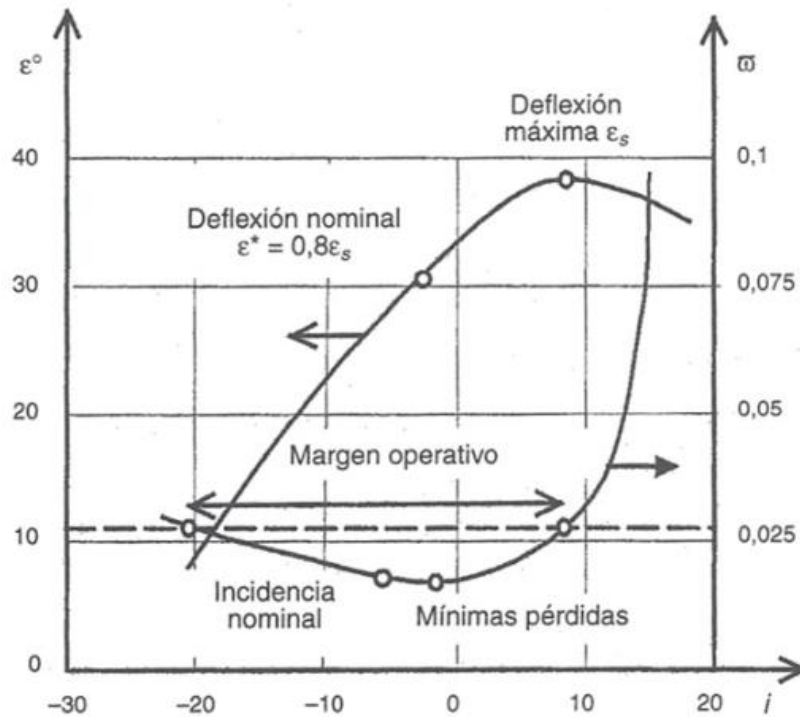


Figura 5.2: Deflexión y pérdidas en función de la incidencia

Se tienen los valores de  $V_z$ ,  $U_p$  y  $\alpha_2$ , por lo que pueden calcularse el resto de valores del triángulo de velocidades:

$$V_2 = \frac{V_z}{\cos \alpha_2} = \frac{190}{\cos 28^\circ} = 215 \frac{m}{s} \quad (5.5)$$

$$V_{2\theta} = V_2 \sin \alpha_2 = 215 \sin 28^\circ = 101 \frac{m}{s} \quad (5.6)$$

$$W_{2\theta} = V_{2\theta} - U_{2p} = 101 - 346 = -245 \frac{m}{s} \quad (5.7)$$

$$\beta_2 = \tan^{-1} \frac{W_{2\theta}}{W_{2z}} = \tan^{-1} \frac{W_{2\theta}}{V_z} = -52^\circ \quad (5.8)$$

Obtenidos los valores del flujo, es hora de encontrar qué ángulos del perfil del álabe darán como resultado la deflexión necesaria, es decir:

$$\varepsilon = \beta_2 - \beta_1 = -52 - (-61) = 9^\circ \quad (5.9)$$

Para ello se puede proceder de dos maneras. La primera, más rigurosa y compleja, consiste en utilizar los llamados “gráficos de alfombra” de la NACA [13].



La segunda, más sencilla, se basa en la regla de Carter para la desviación de una cascada [14]:

$$\delta = \frac{\beta_1' - \beta_2'}{4\sqrt{\sigma}} \quad (5.10)$$

Primero se obtendrá el valor de  $\beta_1'$  con el método de los gráficos de alfombra; después se comparará este valor con el obtenido mediante la regla de Carter y, en caso de que sean similares, se utilizará a partir de entonces la regla de Carter por simplicidad.

Los gráficos de alfombra son una serie de representaciones en 2D realizadas por la NACA, que sirven para indicar multitud de variables sobre las coronas de álabes en un mismo dibujo. Entre estas variables se encuentran el ángulo de entrada del flujo, la deflexión, la solidez, el coeficiente de combadura del álabe y el ángulo de ataque, también llamado incidencia.

El procedimiento seguido para obtener  $\beta_1'$  ha sido el siguiente: se calcula la solidez de la corona, se busca en el eje inferior del primer grafo el ángulo de entrada del flujo, se interseca con la deflexión requerida y se obtiene el coeficiente de combadura del álabe. Una vez obtenido, se utiliza este valor en el segundo grafo, junto a la solidez de la corona, para obtener el ángulo de ataque o incidencia.

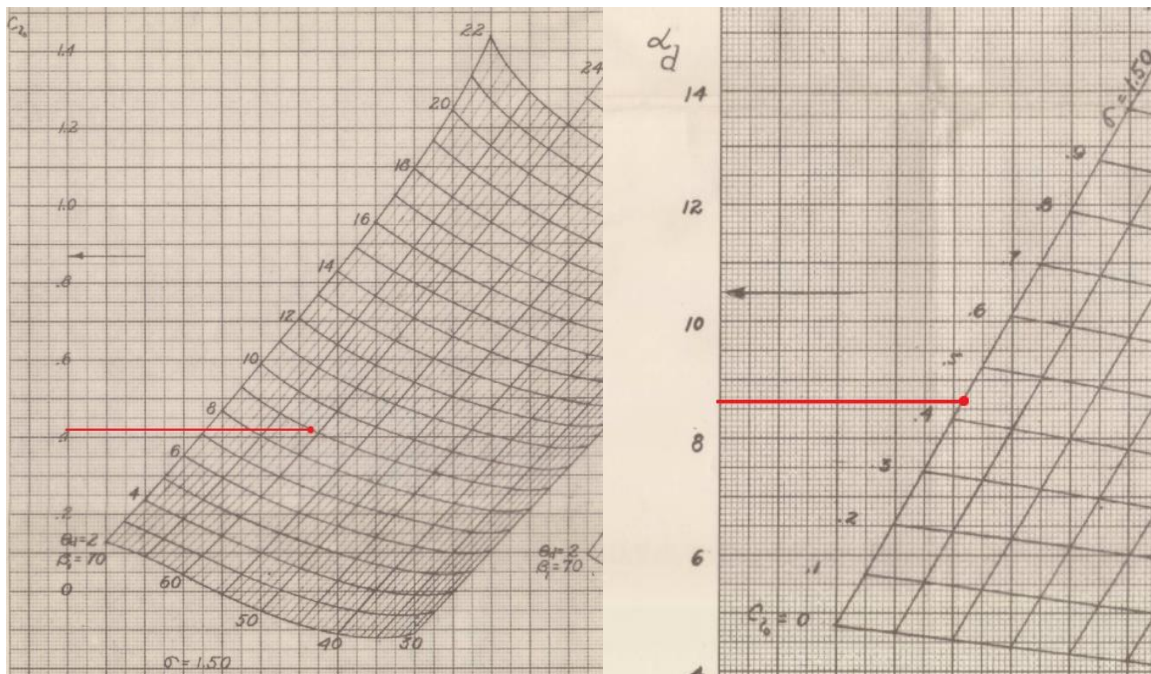


Figura 5.3: Gráficos de alfombra para perfiles NACA-65

La solidez del primer rotor es de 1,53, por lo que se ha utilizado el valor de 1,5 para la interpolación en las gráficas.

Mediante este procedimiento se obtiene de la gráfica una incidencia de unos  $8,6^\circ$  aproximadamente, que se redondea a 9 ya que el error que se asumió en un principio sobre los ángulos era de orden unidad. Teniendo en cuenta el signo, se obtiene el siguiente valor de  $\beta_1'$ :

$$\beta_1' = \beta_1 - i_1 = -61 - 9 = -70^\circ \quad (5.11)$$

Ahora se utilizará la regla de Carter con el fin de obtener  $\beta_1'$ , para lo cual es necesario calcular primero la desviación:

$$\delta = \beta_2 - \beta_2' = -52 - (-48) = -4^\circ \quad (5.12)$$

Despejando  $\beta_1'$  en la ecuación 5.10:

$$\beta_1' = \delta 4\sqrt{\sigma} + \beta_2' = -20 + (-48) = -68^\circ \quad (5.13)$$

El ángulo obtenido por este método se desvía 2 grados respecto al obtenido mediante los gráficos de alfombra. Como el error estimado de los ángulos medidos es de  $\pm 5^\circ$ , se da por válida la solución obtenida mediante la regla de Carter, y a partir de ahora será la fórmula que se utilice para calcular la desviación de la corriente.

Cabe recordar que este ángulo hallado es el ángulo del perfil del álabe en el radio de punta. Es necesario repetir este procedimiento para hallar los ángulos en la raíz y el radio medio, pero su desarrollo no se va a mostrar aquí. Los resultados obtenidos son los siguientes:

- $\beta_{1p}' = -68^\circ$
- $\beta_{1m}' = -59^\circ$
- $\beta_{1r}' = -45^\circ$

Obtenido el diseño del primer escalón, se puede por fin realizar el análisis del mismo, pero antes es necesario estimar la eficiencia.

### 5.2.3 Estimación de la eficiencia de las etapas

Aunque es improbable que todas las etapas tengan la misma eficiencia, ya que cada una opera bajo condiciones distintas, se va a asumir que el rendimiento politrópico de cada una de ellas es el mismo.

Una vez asumido un valor del rendimiento politrópico, éste coincidirá con el rendimiento politrópico del compresor en su totalidad. Se va a elegir un valor inicial estimado basado en la intuición y, posteriormente, se irá cambiando con cada iteración, hasta que el error relativo del ratio de compresión final respecto al indicado en la placa sea menor al 1%.

- Rendimiento politrópico inicial estimado: 0,9.
- Número de iteraciones: 7.
- Rendimiento politrópico final: 0,852.

#### 5.2.4 Análisis de la primera etapa y obtención de los datos para la segunda etapa

Mediante la ecuación de Euler de las turbomáquinas (3.21) y la ecuación de conservación de la energía (3.1) se llega a la conclusión de que el trabajo específico es igual al incremento de entalpía total:

$$\tau_{fl} = \Delta h_T = c_p \Delta T_T \quad (5.14)$$

El valor del trabajo específico se conoce gracias al triángulo de velocidades a la entrada y salida del rotor, obtenido mediante el método del apartado 5.2.2. La temperatura total a la entrada también es conocida, por lo que se puede hallar la temperatura total a la salida con la ecuación 5.14. En la siguiente ecuación se relacionan las temperaturas y presiones totales con el rendimiento politrópico:

$$\frac{P_{T2}}{P_{T1}} = \left( \frac{T_{T2}}{T_{T1}} \right)^{\frac{\gamma \eta_p}{\gamma - 1}} \quad (5.15)$$

De donde se obtiene el valor de la presión total a la salida del rotor. Como el estator no intercambia trabajo con el fluido, la entalpía total a través de él se conserva, por tanto la presión total es la misma a la entrada que a la salida del estator. Conocida la velocidad a la salida, se puede hallar la presión estática, y dividiendo esta entre la presión estática a la entrada del escalón se obtiene el ratio de compresión. Un valor distinto de la eficiencia supondrá un valor distinto del ratio de compresión en este escalón, que mediante las iteraciones se acercará al valor real para el motor GE-J85-13.

Finalmente, con los procedimientos anteriores se pueden obtener todos los datos de entrada para la siguiente etapa. Los cálculos se han realizado en el programa Excel, por lo que en el apartado 6 se mostrará una tabla con todos los valores calculados.

#### 5.2.5 Análisis de las etapas 2 a 7

Para analizar la siguiente etapa, es necesario obtener primero su triángulo de velocidades, utilizando las medidas obtenidas del segundo escalón, los datos de entrada y la regla de Carter. El valor de la incidencia viene dado por la velocidad absoluta a la entrada del rotor y el ángulo del álabe. Procediendo de igual manera que en el apartado anterior, se analizan las etapas y se obtienen los datos de entrada para el octavo escalón. Con estos datos se diseñará la última etapa del compresor. Al igual que en el caso del primer escalón, los valores obtenidos se mostrarán en la tabla del apartado 6.

En la siguiente página se muestra el diagrama de flujo que describe el procedimiento de análisis y obtención de datos de todas las etapas. Este proceso debe realizarse en la punta del álabe, en el radio medio y en la raíz, ya que en el diagrama no se utiliza como dato de entrada un radio genérico.

Mediante las ecuaciones del apartado 3 y las ecuaciones del apartado 5 pueden calcularse todos los valores que se muestran en el diagrama, por lo que no hay necesidad de ejemplificar el análisis de las etapas paso a paso ya que se considera una aportación redundante. En su lugar, se mostrará el ejemplo del análisis de la primera etapa con una imagen de la hoja de Excel utilizada para realizar los cálculos y se explicará brevemente el procedimiento. Como se ha mencionado antes, en el apartado 6 se incluyen todos los datos calculados en una tabla correspondiente al final de las iteraciones necesarias para hallar la eficiencia.

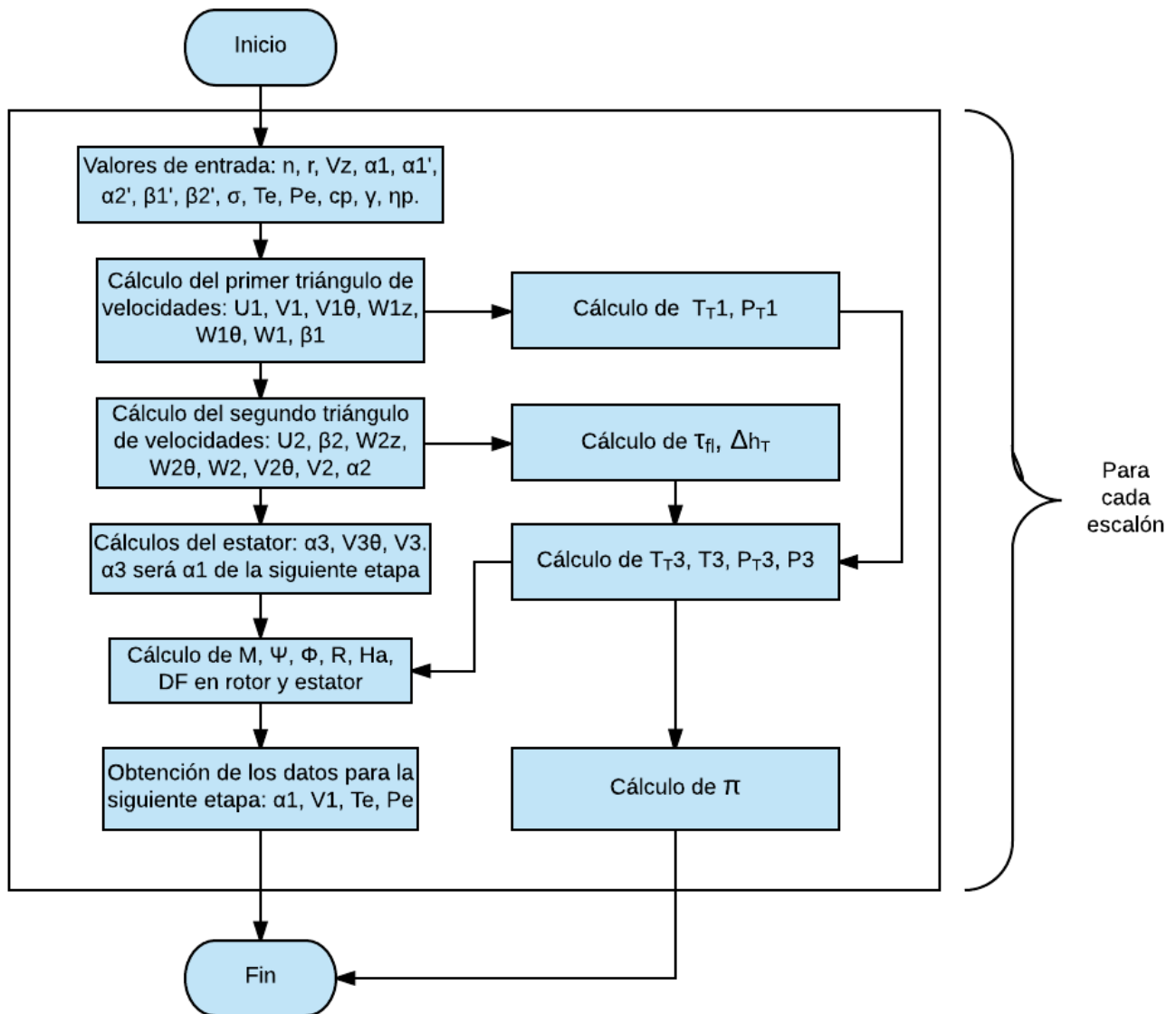


Figura 5.4: Diagrama de flujo del análisis de una etapa

=ASENO(J13/J16)*360/(2*PI())														
B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N		
				DATOS DE ENTRADA			Entrada rotor		Salida rotor/entrada estator		Entrada estator			
							TRIANGULOS DE VELOCIDADES							
Etapa 1				n (rpm)	15038		Up1	346,450649	Up2	346,450649	Up2		0	
Rotor				w(rad/s)	1574,775677		Um1	272,4361922	Um2	275,5857436	Um2		0	
Estator				Vz=Wz(m/s)	190		Ur1	196,8469597	Ur2	204,7208381	Ur2		0	
Rr 1 (mm)	125	129		alpha1p	0		Vtheta1p	0	Vtheta2p	102,98921	Vtheta3p	59,1115884		
Rm 1 (mm)	173	175		alpha1m	0		Vtheta1m	0	Vtheta2m	130,0988331	Vtheta3m	72,2770812		
Rp 1 (mm)	220	220		alpha1r	0		Vtheta1r	0	Vtheta2r	179,7974295	Vtheta3r	95,3620084		
Rr 2 (mm)	130	137		sigma	1,538461538		V1p	190	V2p	216,1175083	V3p	198,982863		
Rm 2 (mm)	175	179		Te,p	276,25		V1m	190	V2m	230,2731126	V3m	203,282996		
Rp 2 (mm)	220	220		Te,m	276,25		V1r	190	V2r	261,5857711	V3r	212,5886		
βp 1 (°)	-68	28		Te,r	276,25		Wtheta1p	-346,450649	Wtheta2p	-243,461439	Wtheta2p		0	
βm 1 (°)	-59	29		Pe,p	81200		Wtheta1m	-272,4361922	Wtheta2m	-145,4869104	Wtheta2m		0	
βr 1 (°)	-45	30		Pe,m	81200		Wtheta1r	-196,8469597	Wtheta2r	-24,92340854	Wtheta2r		0	
βp 2 (°)	-48	14		Pe,r	81200		W1p	-395,1304243	W2p	-308,8259579	W2p		0	
βm 2 (°)	-32	12		gamma	1,4		W1m	-332,146773	W2m	-239,3040767	W2m		0	
βr 2 (°)	2	9		cp	1004,15		W1r	-273,5849512	W2r	-191,6277023	W2r		0	
c (mm)	40	40		eta poli	0,9		β1p	=ASENO(J13/J16)	β2p	-52,03112887	β2p		0	
s (mm)	26	26			0,9		β1m	-55,10765677	β2m	-37,44202398	β2m		0	
					0,9		β1r	-46,01399513	β2r	-7,473152854	β2r		0	
				delta rotor p	-4,031128874		alpha1p	0	alpha2p	28,4598394	alpha3p	17,2816296		
				delta rotor m	-5,44202398		alpha1m	0	alpha2m	34,40064013	alpha3m	20,8270997		
				delta rotor r	-9,473152854		alpha1r	0	alpha2r	43,41963213	alpha3r	26,6523175		
				delta estator p	2,821790212		VARIABLES TERMODINÁMICAS							
				delta estator m	3,426459543		Tt1,p	294,2254021	Tt2,p	329,7639266	Tt3,p	329,763927		
				delta estator r	4,232685318		Tt1,m	294,2254021	Tt2,m	329,9359436	Tt3,m	329,935944		
							Tt1,r	294,2254021	Tt2,r	330,887036	Tt3,r	330,887036		
							T1,p	276,25	T2,p	306,5035793	T3,p	310,04571		
							T1,m	276,25	T2,m	303,5287193	T3,m	309,356274		
							T1,r	276,25	T2,r	296,8097872	T3,r	308,380107		
							Pt1,p	101246,17	Pt2,p	145002,6679	Pt3,p	145002,668		
							Pt1,m	101246,17	Pt2,m	145241,0634	Pt3,m	145241,063		
							Pt1,r	101246,17	Pt2,r	146563,9977	Pt3,r	146563,998		
							P1,p	81200	P2,p	112250,7909	P3,p	116857,078		
							P1,m	81200	P2,m	108463,84	P3,m	115928,966		
							P1,r	81200	P2,r	100189,436	P3,r	114538,216		
							τ <sub>fl,p</sub>	35680,67866		τ <sub>p</sub>		1,43912658		
							τ <sub>fl,m</sub>	35853,38367		τ <sub>m</sub>		1,42769662		
							τ <sub>fl,r</sub>	36808,28046		τ <sub>r</sub>		1,41056916		

Figura 5.5: Cálculos para el análisis de la primera etapa en Excel

En primer lugar, se introducen los datos de entrada, que en este caso son las medidas de la etapa 1 y los valores obtenidos en el apartado 5.2.1, además de la eficiencia que se ha supuesto. Con los datos de entrada se procede a calcular el triángulo de velocidades a la entrada del rotor, con éste el triángulo de velocidades a la salida del rotor y posteriormente los valores de la velocidad absoluta a la salida del estator. Después se calculan los valores de las variables termodinámicas, es decir, temperaturas y presiones totales y estáticas, además del trabajo específico, que es igual al incremento de entalpía total del escalón. Finalmente, se obtienen los ratios de compresión (naranja oscuro) y los coeficientes adimensionales (naranja claro). En verde se han pintado las casillas correspondientes a los datos de entrada para la siguiente etapa, a los que hay que añadir obviamente las medidas de esta última.

Repetiendo este proceso en las etapas 2 a 7, se obtienen los datos de entrada de la última etapa, necesarios para el diseño de la misma.



### 5.2.6 Diseño de la última etapa

El diseño de la última etapa tiene un procedimiento muy parecido al diseño de la primera, pero en este caso hay muchos más grados de libertad ya que sólo se conocen el radio y el triángulo de velocidades a la entrada del rotor. Por lo tanto, la mayoría de valores necesarios para el diseño van a ser elegidos por el autor.

El procedimiento para el diseño y los valores elegidos por el autor se detallan a continuación. Este procedimiento se repite para el radio de raíz y el de punta:

- 1) Conocido el triángulo de velocidades a la entrada del rotor, es necesario conocer el de la salida. Se asume radio de salida = radio de entrada. Además, se asumen los siguientes valores en el radio medio:

- $V_z = \text{cte}$ , al igual que en el resto del compresor.
- $R_m = 0,5$ . Se escoge un grado de reacción para minimizar el riesgo de desprendimiento.
- $\Phi_m = 0,6$ . Un valor medio entre los límites de diseño mencionados en el apartado 3.3.5.
- $\Psi_m = 0,4$ . También valor medio entre los límites de diseño.

Con estos valores, se obtiene el triángulo de velocidades a la salida del rotor.

- 2) El siguiente paso es diseñar el álabe del rotor. Para ello, se elige un ángulo de entrada igual al del álabe anterior, y una solidez también igual, debido a que las coronas son más similares según se avanza en el compresor. Conocidos estos datos, se obtiene el ángulo de salida con la regla de Carter.
- 3) Por último, falta el diseño del álabe del estator. Al ser este el último álabe del compresor, es importante que la corriente salga totalmente enderezada, es decir, la velocidad absoluta final debe ser completamente axial. Además, al igual que en el caso del rotor se va a asumir que el ángulo de entrada es igual que el del anterior estator. Con estos ángulos y la regla de Carter se obtiene finalmente el ángulo de salida del estator.

Diseñada ya la última etapa, se analiza igual que el resto, con la misma eficiencia, y se obtiene un valor final del ratio de compresión. Al haber utilizado eficiencia politrópica de compresión se obtiene el mismo resultado dividiendo la presión estática final entre la inicial que multiplicando los ratios de compresión de cada una de las etapas. En el siguiente apartado se muestran los resultados.

## 6. Resultados

En este apartado se exponen y analizan los resultados obtenidos en el punto 5.

### 6.1 Valores finales de los álabes

En primer lugar se presentan los valores finales de los radios, ángulos, cuerdas y pasos de los álabes de todas las coronas. Esta tabla es prácticamente igual que la de medidas del punto 4, pero añadiendo los valores diseñados en el apartado 5 para poder realizar el análisis:

	Etapa 1		Etapa 2		Etapa 3		Etapa 4	
	Rotor	Estator	Rotor	Estator	Rotor	Estator	Rotor	Estator
Rr 1 (mm)	125	129	145	153	173	168	178	179
Rm 1 (mm)	173	175	183	187	197	194	199	200
Rp 1 (mm)	220	220	220	220	220	220	220	220
Rr 2 (mm)	130	137	153	162	176	170	180	180
Rm 2 (mm)	175	179	187	191	198	195	200	200
Rp 2 (mm)	220	220	220	220	220	220	220	220
$\beta_p 1 (^{\circ})$	-68	28	-48	37	-48	35	-48	40
$\beta_m 1 (^{\circ})$	-59	28	-39	37	-32	35	-37	40
$\beta_r 1 (^{\circ})$	-45	28	-17	37	-18	35	-22	40
$\beta_p 2 (^{\circ})$	-48	14	-43	16	-39	16	-38	19
$\beta_m 2 (^{\circ})$	-32	14	-26	16	-26	16	-27	19
$\beta_r 2 (^{\circ})$	2	14	-2	16	-12	16	-14	19
c (mm)	40	40	20	20	15	15	13	13
s (mm)	26	26	16	16	12	12	11	11
	Etapa 5		Etapa 6		Etapa 7		Etapa 8	
	Rotor	Estator	Rotor	Estator	Rotor	Estator	Rotor	Estator
Rr 1 (mm)	186	188	190	191	192	193	195	195
Rm 1 (mm)	203	204	205	205	206	207	208	208
Rp 1 (mm)	220	220	220	220	220	220	220	220
Rr 2 (mm)	187	188	191	192	193	194	195	195
Rm 2 (mm)	204	204	205	206	207	207	208	208
Rp 2 (mm)	220	220	220	220	220	220	220	220
$\beta_p 1 (^{\circ})$	-46	37	-53	36	-49	35	-49	35
$\beta_m 1 (^{\circ})$	-38	37	-42	36	-34	35	-34	35
$\beta_r 1 (^{\circ})$	-25	37	-31	36	-21	35	-21	35
$\beta_p 2 (^{\circ})$	-41	15	-43	17	-42	21	-41	-18
$\beta_m 2 (^{\circ})$	-31	15	-32	17	-28	21	-38	-20
$\beta_p 2 (^{\circ})$	-16	15	-19	17	-15	21	-23	-28
c (mm)	12	12	11	11	11	11	11	11
s (mm)	9	9	9	9	8	8	8	8

Tabla 4: Medidas obtenidas del compresor actualizadas

Como se puede observar en la tabla, los álabes del primer rotor y los del último estator tienen una excesiva torsión y deflexión. Esto se debe a que el primer rotor tiene una diferencia de radios bastante más grande que el resto, por lo que la velocidad de arrastre en la raíz es muy distinta a la de la punta, y para que la velocidad relativa sea tangente a la línea media el álabe debe torsionarse. El último estator, al contrario que los anteriores, debe enderezar totalmente la corriente, por lo que el diseño presenta una deflexión enorme y una importante torsión a la salida. De hecho, la deflexión es tan grande que la corriente probablemente no podrá seguir la línea media del álabe y se producirá desprendimiento.

## 6.2 Valores por etapas de los triángulos de velocidades en radio medio, raíz y punta

Por cuestiones de espacio, como  $V_z = W_z = 190$  m/s, estos valores no se muestran en la tabla de resultados. Además, dando el valor de  $V$  y  $\alpha_1$ , o de  $W$  y  $\beta_1$  se define el triángulo de velocidades completo, por lo que los valores de  $V_\theta$  y  $W_\theta$  tampoco se dan en la tabla. Los triángulos de velocidades se agrupan en la tabla en 3 grandes filas: entrada del rotor, salida del rotor/entrada al estator, y salida del estator. Los valores de la tabla han sido redondeados a la unidad.

En la siguiente figura esquemática se ven los números correspondientes a cada punto de un escalón cualquiera. En rojo, los triángulos de velocidades y en azul las líneas medias de los álabes.

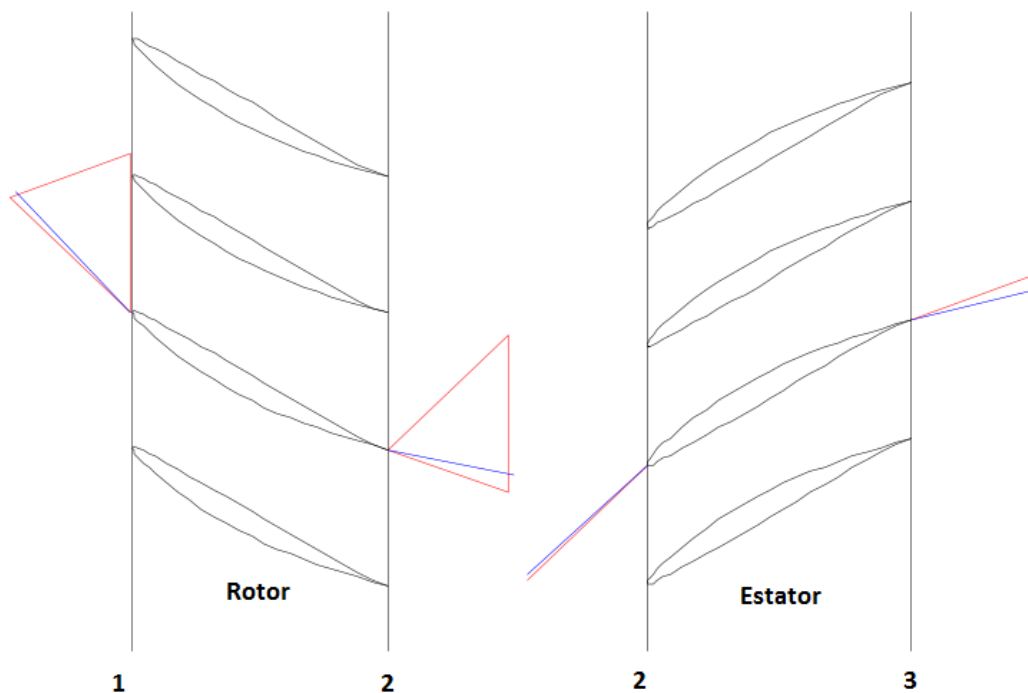


Figura 6.1: Esquema triángulos de velocidades

		Etapa							
		1	2	3	4	5	6	7	8
Entrada rotor	Up1 (m/s)	346	346	346	346	346	346	346	346
	Um1 (m/s)	272	288	310	313	320	323	324	328
	Ur1 (m/s)	197	228	272	280	293	299	302	307
	Vp1 (m/s)	190	201	204	211	207	208	212	211
	Vm1 (m/s)	190	204	211	220	213	213	219	229
	Vr1 (m/s)	190	214	218	219	217	218	226	235
	$\alpha_{p1}$ (°)	0	19	21	26	23	24	26	26
	$\alpha_{m1}$ (°)	0	22	26	30	27	27	30	34
	$\alpha_{r1}$ (°)	0	27	29	30	29	29	33	36
	Wp1 (m/s)	-395	-340	-333	-318	-325	-324	-317	-317
	Wm1 (m/s)	-332	-285	-290	-277	-293	-296	-287	-275
	Wr1 (m/s)	-274	-230	-252	-256	-268	-270	-262	-254
	$\beta_{p1}$ (°)	-61	-56	-55	-53	-54	-54	-53	-53
	$\beta_{m1}$ (°)	-55	-48	-49	-47	-50	-50	-48	-46
	$\beta_{r1}$ (°)	-46	-34	-41	-42	-45	-45	-43	-42
Salida rotor/entrada estator	Up2 (m/s)	346	346	346	346	346	346	346	346
	Um2 (m/s)	276	294	312	315	321	323	326	328
	Ur2 (m/s)	205	241	277	283	294	301	304	307
	Vp2 (m/s)	219	250	263	265	258	254	252	252
	Vm2 (m/s)	230	268	286	282	276	271	290	264
	Vr2 (m/s)	262	293	300	298	294	295	313	297
	$\alpha_{p2}$ (°)	30	40	44	44	43	42	41	41
	$\alpha_{m2}$ (°)	34	45	48	48	46	46	49	44
	$\alpha_{r2}$ (°)	43	50	51	50	50	50	53	50
	Wp2 (m/s)	-303	-265	-252	-249	-256	-260	-263	-262
	Wm2 (m/s)	-239	-217	-214	-218	-225	-230	-218	-238
	Wr2 (m/s)	-192	-191	-195	-197	-203	-205	-198	-206
	$\beta_{p2}$ (°)	-51	-44	-41	-40	-42	-43	-44	-43
	$\beta_{m2}$ (°)	-37	-29	-27	-29	-33	-34	-29	-37
	$\beta_{r2}$ (°)	-7	-5	-13	-16	-20	-22	-16	-23
Salida estator	Vp3 (m/s)	201	204	211	207	208	212	211	190
	Vm3 (m/s)	204	211	220	213	213	219	229	190
	Vr3 (m/s)	214	218	219	217	218	226	235	190
	$\alpha_{p3}$ (°)	19	21	26	23	24	26	26	-1
	$\alpha_{m3}$ (°)	22	26	30	27	27	30	34	1
	$\alpha_{r3}$ (°)	27	29	30	29	29	33	36	1

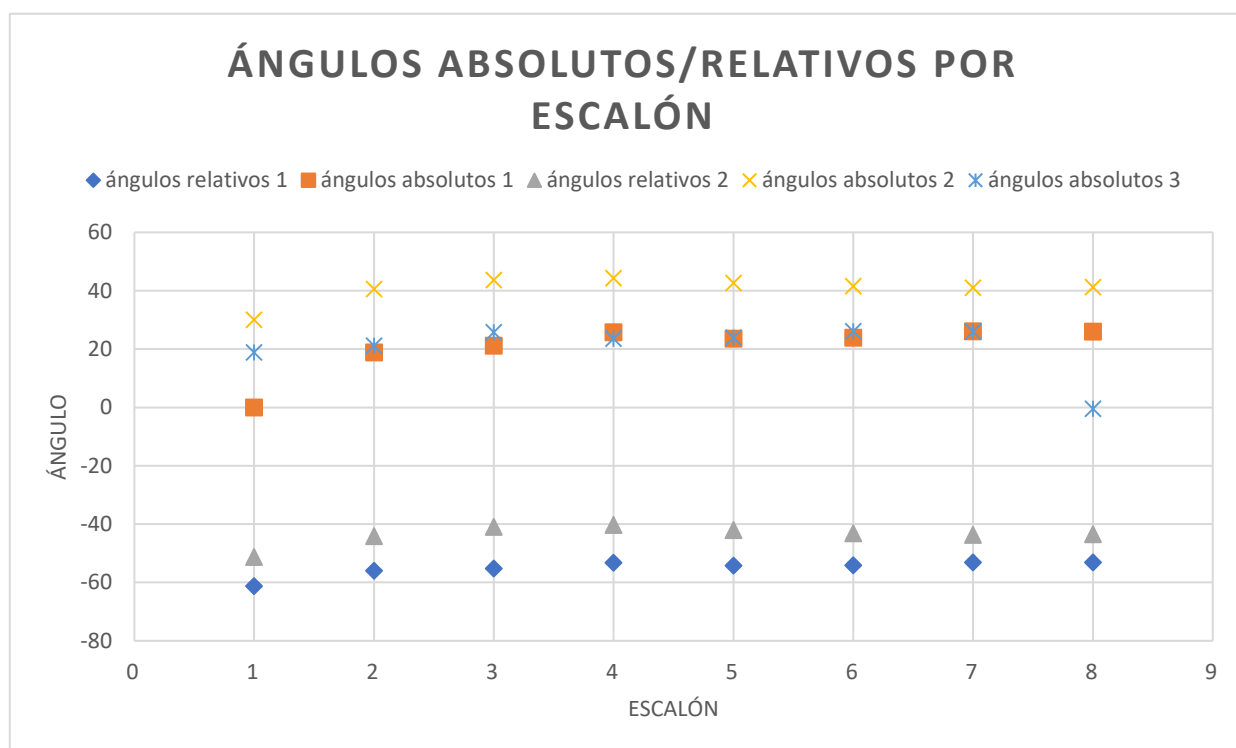
Tabla 5: Valores de los triángulos de velocidades

Observando la tabla se pueden extraer las siguientes conclusiones:

- Los valores de los ángulos, tanto de flujo absoluto como relativo, de los escalones 2 a 7 son muy similares, lo que indica que probablemente hayan sido diseñados como escalones de repetición, una técnica común en el diseño de compresores axiales, que ahorra tiempo y costes.

- Además de los ángulos, los valores de las velocidades absolutas y relativas también son muy parecidos. Teniendo en cuenta el error al medir, prácticamente se confirma el uso de escalones de repetición.
- Los valores de la velocidad absoluta crecen tras el rotor y se reducen tras el estator, tal y como se explicó en los conceptos teóricos, apartado 3.3.3. De la misma manera, la velocidad relativa es mayor en la entrada del rotor que en la salida.
- Los ángulos y velocidades a la entrada del primer rotor y salida del último estator son claramente diferentes al resto, como se figuraba en el apartado 6.1, ya que el flujo debe entrar al rotor y salir del estator de forma completamente axial (en términos absolutos). Por tanto, estos dos elementos no han sido diseñados con las técnica del escalonamiento de repetición.

En la siguiente figura se aprecia cómo los ángulos forman una línea prácticamente horizontal, a excepción de los escalones 1 y 8:



*Figura 6.2: Ángulos de cada escalón*

Por tanto, se da por buena la hipótesis del diseño del compresor mediante escalones de repetición.

### 6.3 Ley de torsión: torbellino libre

Si se quiere que el ángulo relativo de la corriente sea tangente a la línea media del álabe del rotor, es necesario torsionar el álabe de raíz a punta, ya que la velocidad de arrastre crece de raíz a punta, cambiando de esta manera el ángulo de la velocidad relativa. Se va a comprobar que los álaves cumplen la ley de torsión más típica para el diseño de compresores axiales, llamada ley de torbellino libre:

$$V_{\theta} * r = \text{cte} \quad (6.1)$$

Que también puede expresarse de la siguiente manera:

$$V_{\theta} * r * \omega = V_{\theta} * U = \text{cte} \quad (6.2)$$

Ya que  $\omega$  es constante.

En el siguiente gráfico se representan los valores de  $V_{\theta} * U$  en los 3 radios distintos, a lo largo de las 8 etapas del compresor.

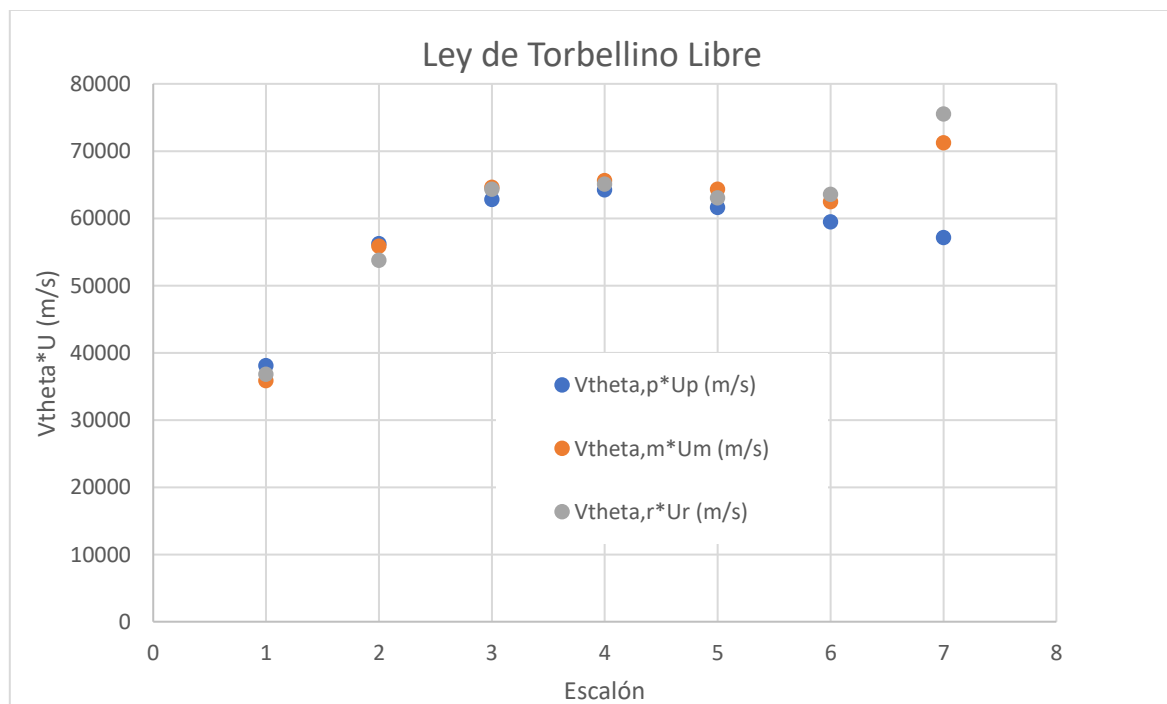


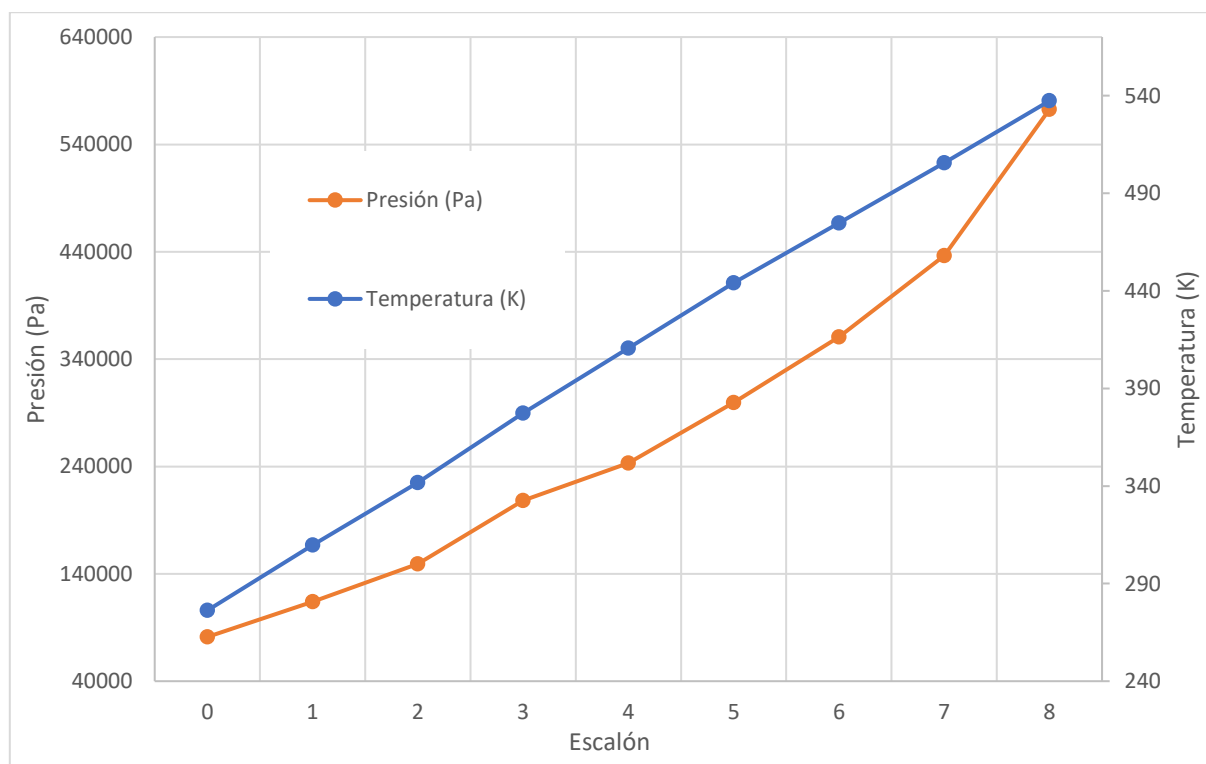
Figura 6.3: Ley de torbellino libre

Salvo en el último escalón, diferente a los demás por tener que forzar la salida axial, el producto de  $V_{\theta} * U$  permanece prácticamente constante, lo que confirma la hipótesis del uso de la ley de torbellino libre para la torsión de los álaves.



## 6.4 Temperatura, presión y relación de compresión a lo largo del eje

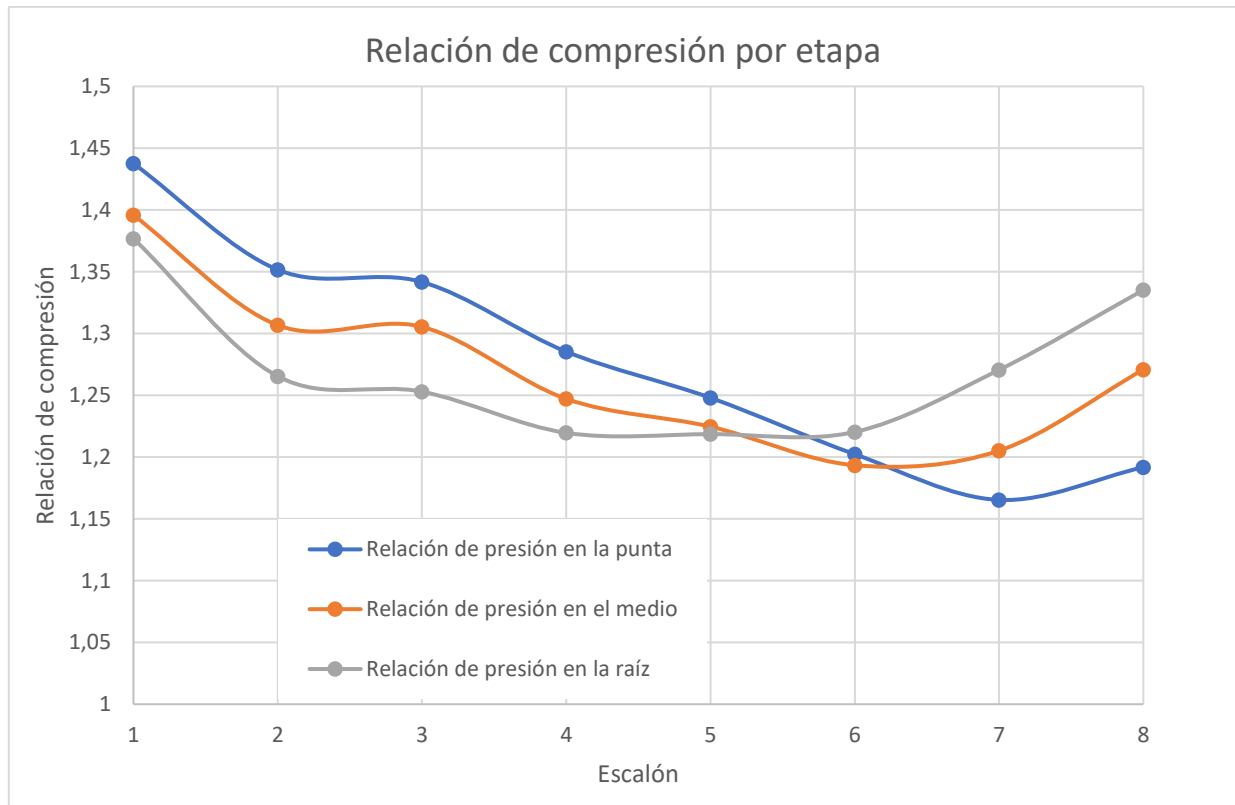
La imagen de abajo muestra la evolución de la temperatura y la presión a lo largo de los 8 escalones del compresor. Se ha utilizado la media de las temperaturas y presiones al final de cada etapa, es decir, la suma de los valores obtenidos en radio de punta, medio y raíz, cuyo valor no es el mismo que el valor en el radio medio.



*Figura 6.4: Evolución de la temperatura y la presión por cada escalón*

Tal y como cabía esperar, tanto la temperatura como la presión son crecientes según se avanza en el compresor. Los escalones del compresor tienen una relación de presiones mayor que 1 lógicamente, por lo que la gráfica de la presión tiene forma exponencial, ya que la presión en un escalón es la presión inicial por el producto de las relaciones de compresión de los escalones anteriores. La temperatura tiene una evolución aproximadamente lineal, ya que los escalones se suelen diseñar para que el salto de temperatura total sea aproximadamente el mismo en cada uno, y como la velocidad apenas cambia de un escalón a otro, el incremento de temperatura tampoco lo hace demasiado.

En el siguiente gráfico se muestra la evolución de la relación de compresión a lo largo del radio en la raíz, medio y en la punta. Con los 3 valores finales se ha hecho una media, que fue la utilizada para iterar con la eficiencia politrópica.



*Figura 6.5: Evolución de la relación de compresión por cada escalón*

En el gráfico se observa que la relación de compresión decrece con cada escalón. Es decir, cuanto más se avanza en el compresor más cuesta comprimir: para un salto de temperatura dado (como el que hay entre cada escalón), cuanto mayor es ésta menor es el cociente de temperaturas y, por tanto, menor es el cociente de presiones. La tendencia de la curva a subir hacia el final resulta un poco extraña. Se puede deber a la gran deflexión y torsión de los álabes del estator final, o a que la precisión al medir los ángulos se reduce de punta a raíz, ya que la curva del ratio de presiones en la punta se comporta de forma más parecida al resultado esperado.

Los valores finales obtenidos en la séptima iteración de los ratios de compresión son:

- $\pi_p = 6,983$
- $\pi_m = 6,646$
- $\pi_r = 6,672$

Por lo tanto, el valor medio final es:

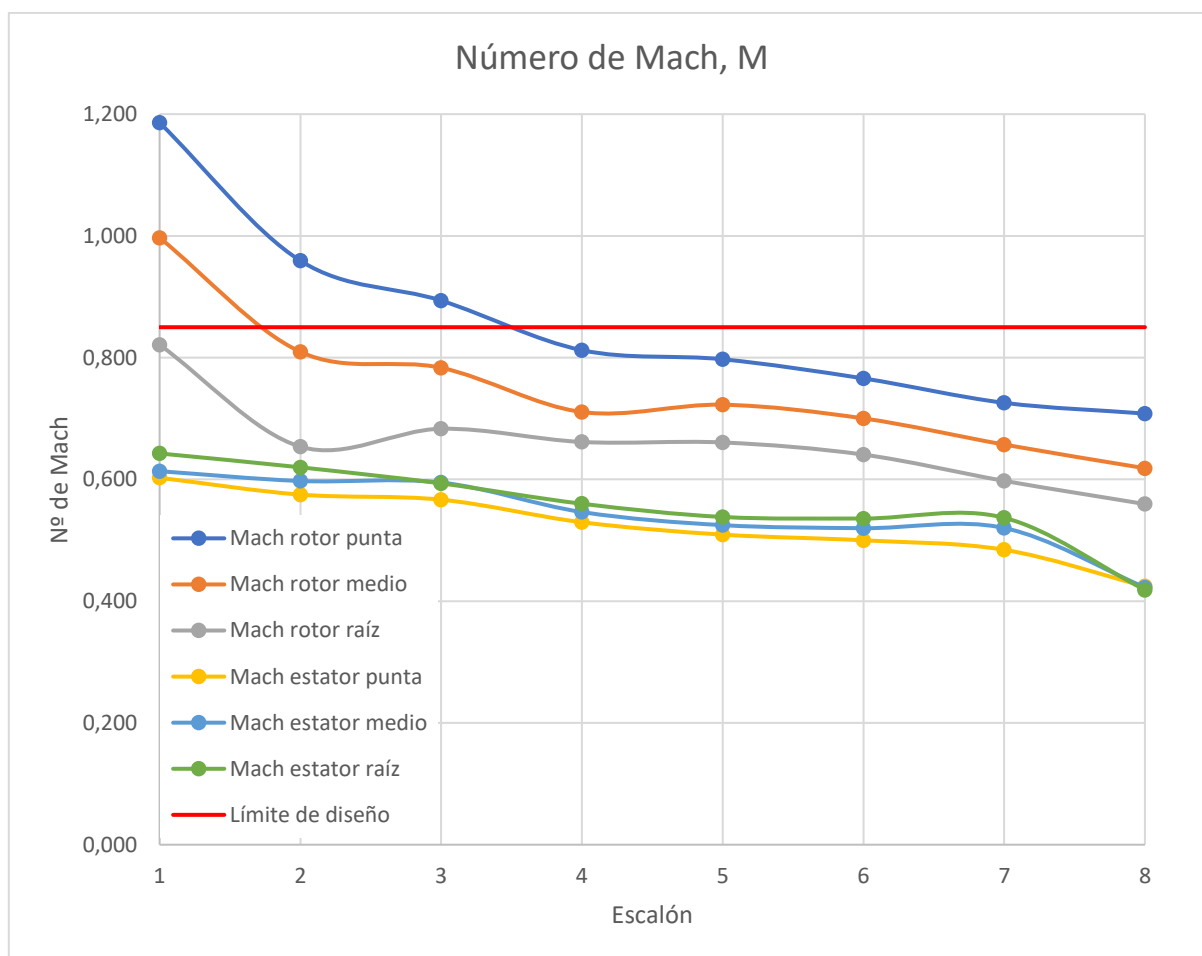
- $\pi = 6,767$ . Este valor difiere del real (6,8) en un 0,485%.

## 6.5 Coeficientes adimensionales

Los valores de los coeficientes adimensionales se muestran en una tabla a continuación, tanto para el rotor como para el estator en los casos en los que es posible (M, Ha, DF). También serán representados gráficamente para su posterior análisis.

Coeficientes adimensionales	Escalón							
	1	2	3	4	5	6	7	8
M ro,rp	1,186	0,959	0,894	0,812	0,797	0,766	0,726	0,708
M ro,rm	0,997	0,810	0,783	0,711	0,723	0,700	0,657	0,618
M ro,rr	0,821	0,654	0,683	0,662	0,661	0,641	0,598	0,560
M es,rp	0,603	0,575	0,567	0,530	0,509	0,500	0,484	0,424
M es,rm	0,613	0,597	0,595	0,546	0,525	0,520	0,520	0,423
M es,rr	0,643	0,620	0,593	0,560	0,538	0,536	0,537	0,419
$\psi$ , rp	0,317	0,281	0,312	0,270	0,266	0,244	0,207	0,212
$\psi$ , rm	0,472	0,393	0,395	0,308	0,325	0,300	0,314	0,242
$\psi$ , rr	0,878	0,538	0,458	0,431	0,408	0,395	0,416	0,241
$\phi$ , rp	0,548	0,548	0,548	0,548	0,548	0,548	0,548	0,548
$\phi$ , rm	0,697	0,659	0,612	0,606	0,594	0,589	0,586	0,580
$\phi$ , rr	0,965	0,832	0,697	0,678	0,649	0,635	0,628	0,619
R, rp	0,891	0,684	0,660	0,586	0,631	0,654	0,627	0,626
R, rm	0,830	0,578	0,544	0,469	0,541	0,577	0,536	0,501
R, rr	0,646	0,369	0,399	0,405	0,447	0,475	0,415	0,429
Ha ro,rp	0,768	0,779	0,757	0,784	0,787	0,803	0,830	0,826
Ha ro,rm	0,720	0,761	0,737	0,787	0,768	0,778	0,774	0,815
Ha ro,rr	0,700	0,830	0,775	0,771	0,757	0,756	0,757	0,836
Ha es,rp	0,915	0,815	0,804	0,781	0,804	0,833	0,840	0,753
Ha es,rm	0,888	0,784	0,771	0,755	0,772	0,809	0,798	0,684
Ha es,rr	0,818	0,744	0,729	0,728	0,742	0,767	0,752	0,667
DF ro,rp	0,322	0,335	0,373	0,340	0,319	0,303	0,253	0,258
DF ro,rm	0,404	0,391	0,430	0,358	0,363	0,357	0,353	0,288
DF ro,rr	0,504	0,365	0,416	0,424	0,408	0,420	0,416	0,270
DF es,rp	0,152	0,327	0,333	0,383	0,328	0,288	0,264	0,489
DF es,rm	0,190	0,363	0,371	0,413	0,369	0,317	0,314	0,565
DF es,rr	0,282	0,414	0,435	0,450	0,408	0,375	0,376	0,610

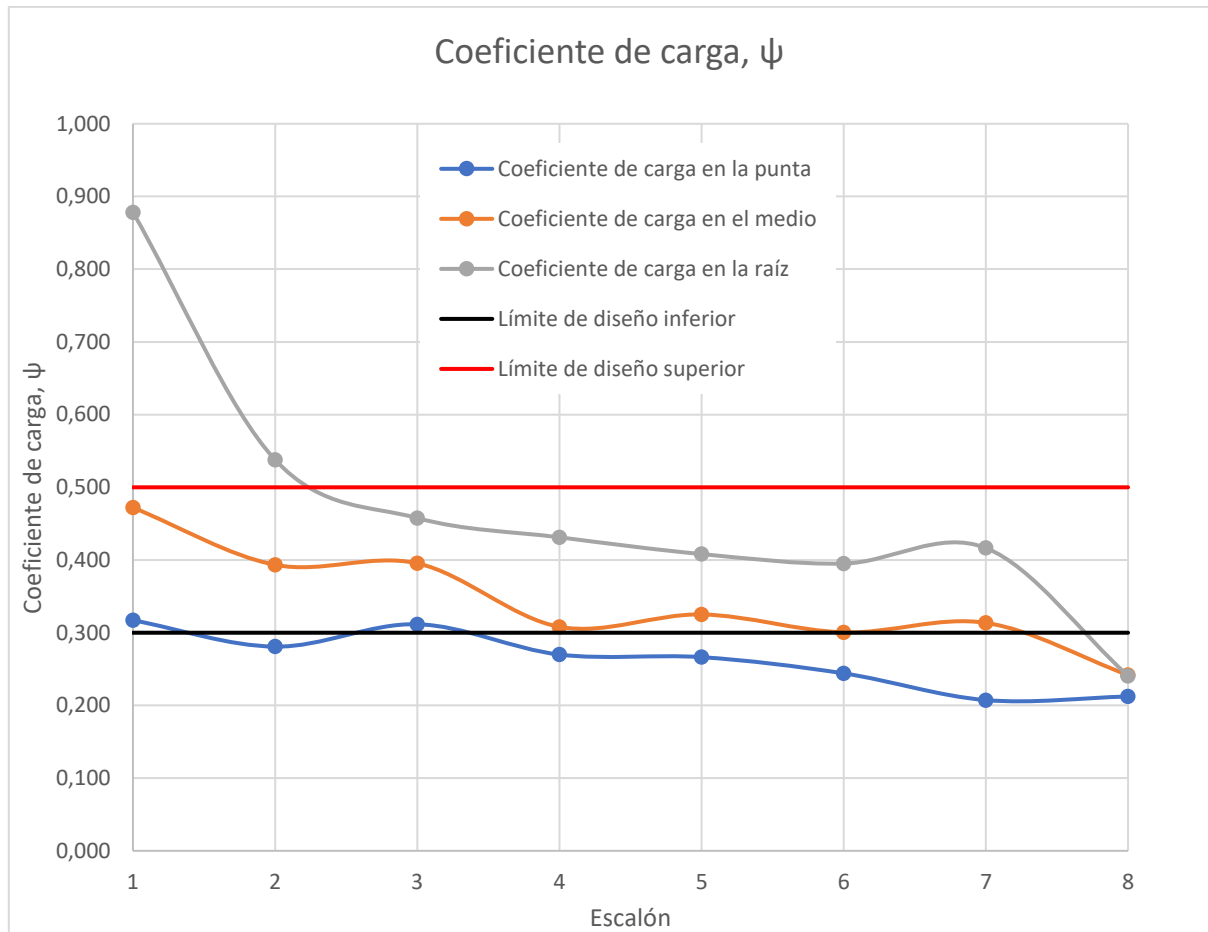
Tabla 6: Coeficientes adimensionales



*Figura 6.6: Número de Mach en cada escalón*

Como se puede observar en la gráfica, el límite de diseño que nos hemos impuesto ( $M=0,85$ ) sólo se sobrepasa en 4 puntos. Dos de estos puntos pertenecen al primer rotor. Este rotor, de casi el doble de cuerda que el resto, está mecanizado de una sola pieza para resistir mejor las altas velocidades. Debido a estar más cercano al exterior, donde la temperatura es menor, el número de Mach es mayor y por tanto está sometido a ondas de choque, pero su diseño más robusto que el resto le permite aguantarlas. Las pérdidas aumentarán bastante desde la raíz hasta la punta, pero aun así el primer rotor tiene el mayor ratio de compresión ya que se encuentra unas presiones y temperaturas exteriores muy bajas.

Los otros dos puntos pertenecen a los radios de punta del rotor 2 y del rotor 3, aunque estos se acercan bastante más al límite que el primero. Debido a los errores al medir y a las aproximaciones y asunciones realizadas durante el análisis, es probable que realmente no sobrepasen este límite y por tanto sean álabes subsónicos como el resto.



*Figura 6.7: Coeficiente de carga para cada escalón*

De forma similar al caso del número de Mach, se aprecia que el rotor está sobrecargado en dos puntos, pero esta vez pertenecientes a la raíz del álabe. Tiene sentido, ya que según nos acercamos a la raíz en los dos primeros escalones la deflexión es cada vez mayor, mientras que en el resto de escalones es similar. Los valores por debajo de la línea negra, aunque cercanos, indican que se está desaprovechando carga, es decir, podrían cambiarse los ángulos de los álaves para lograr una deflexión mayor y así subir la carga al menos hasta el límite de carga considerada suficiente.

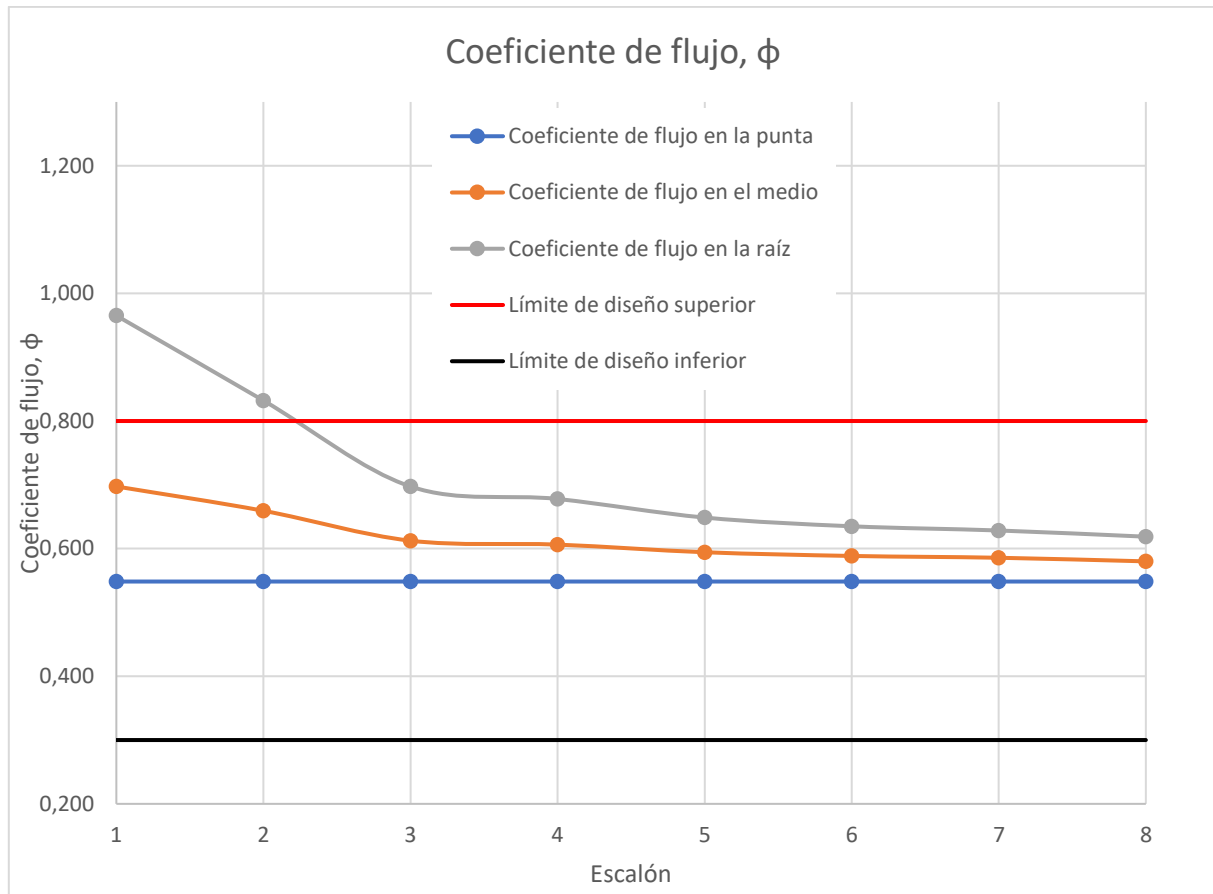
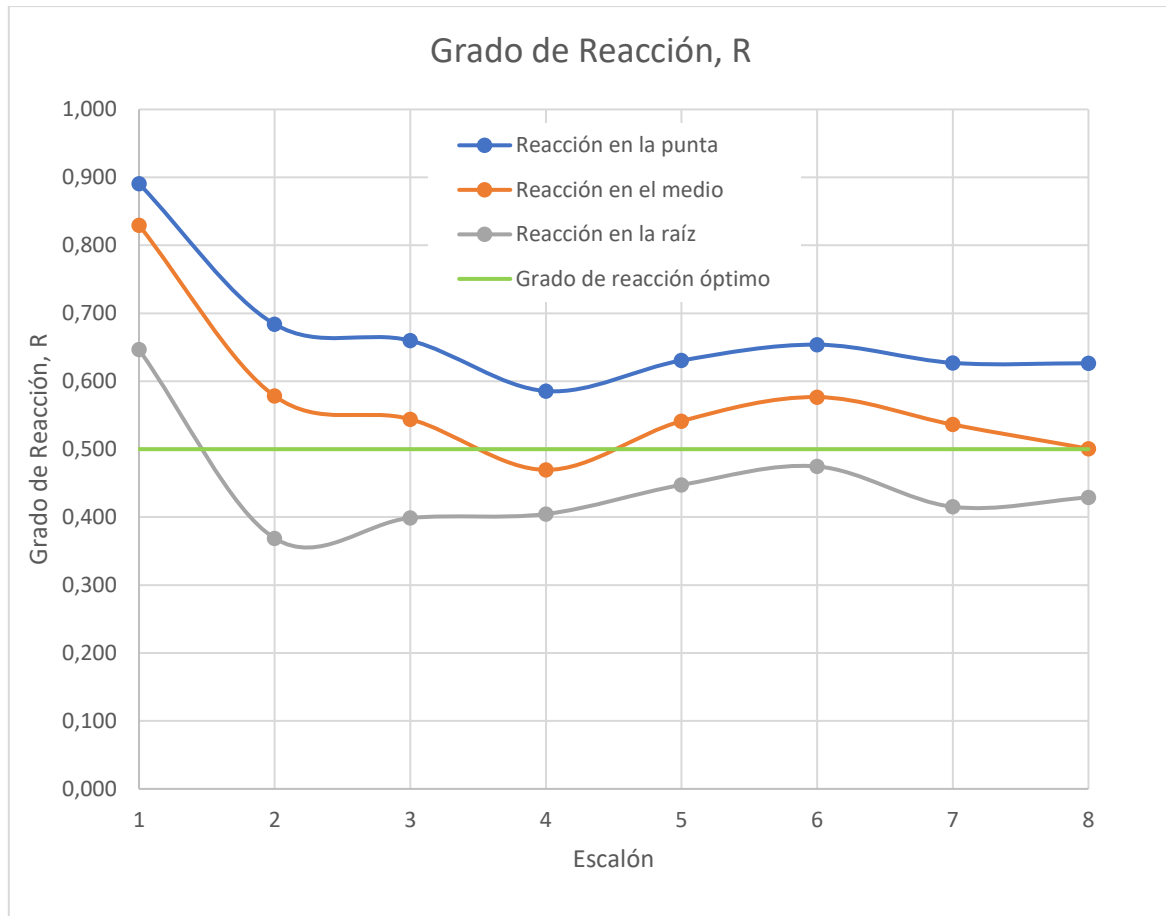


Figura 6.8: Coeficiente de flujo para cada escalón

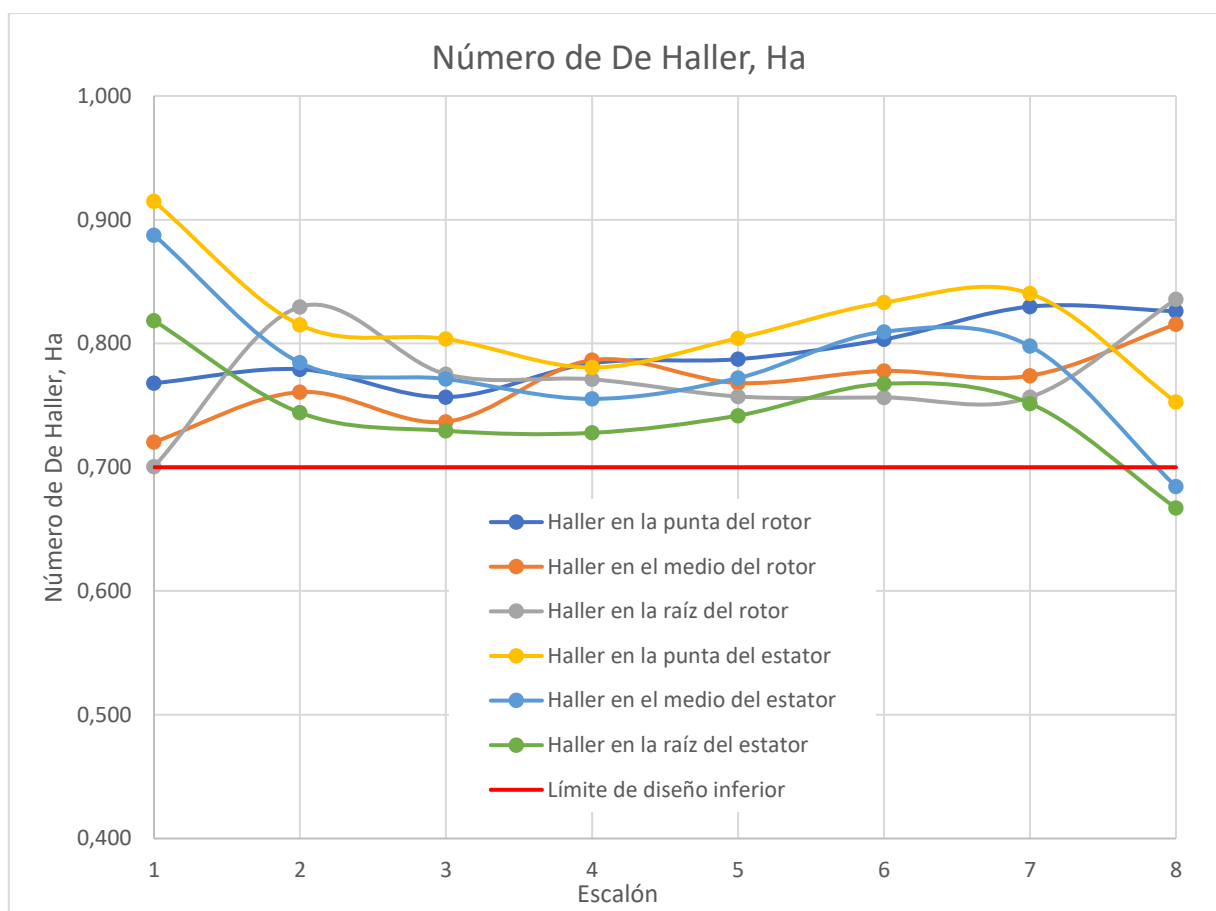
Prácticamente idéntico al caso anterior, ya que ambos coeficientes están correlacionados, formando la llamada Línea de Cordier, en la que se reúnen las parejas típicas de estos valores para máquinas ya diseñadas. Ya que la velocidad meridional (axial) se mantiene constante en el compresor, los valores son muy similares a lo largo del mismo. De hecho, como el radio de punta también es constante, así lo es la velocidad de arrastre en la punta y por tanto el valor del coeficiente de flujo. No obstante, se observa que en los primeros dos rotores, como en los casos anteriores, también está por encima del límite de diseño, debido a la baja velocidad de arrastre en los radios de raíz de los mismos (recordar que los álabes de las dos primeras etapas tienen alturas mucho mayores que el resto). Ningún valor está por debajo del límite inferior, lo que significa que el flujo másico que pasa por el compresor es el adecuado.





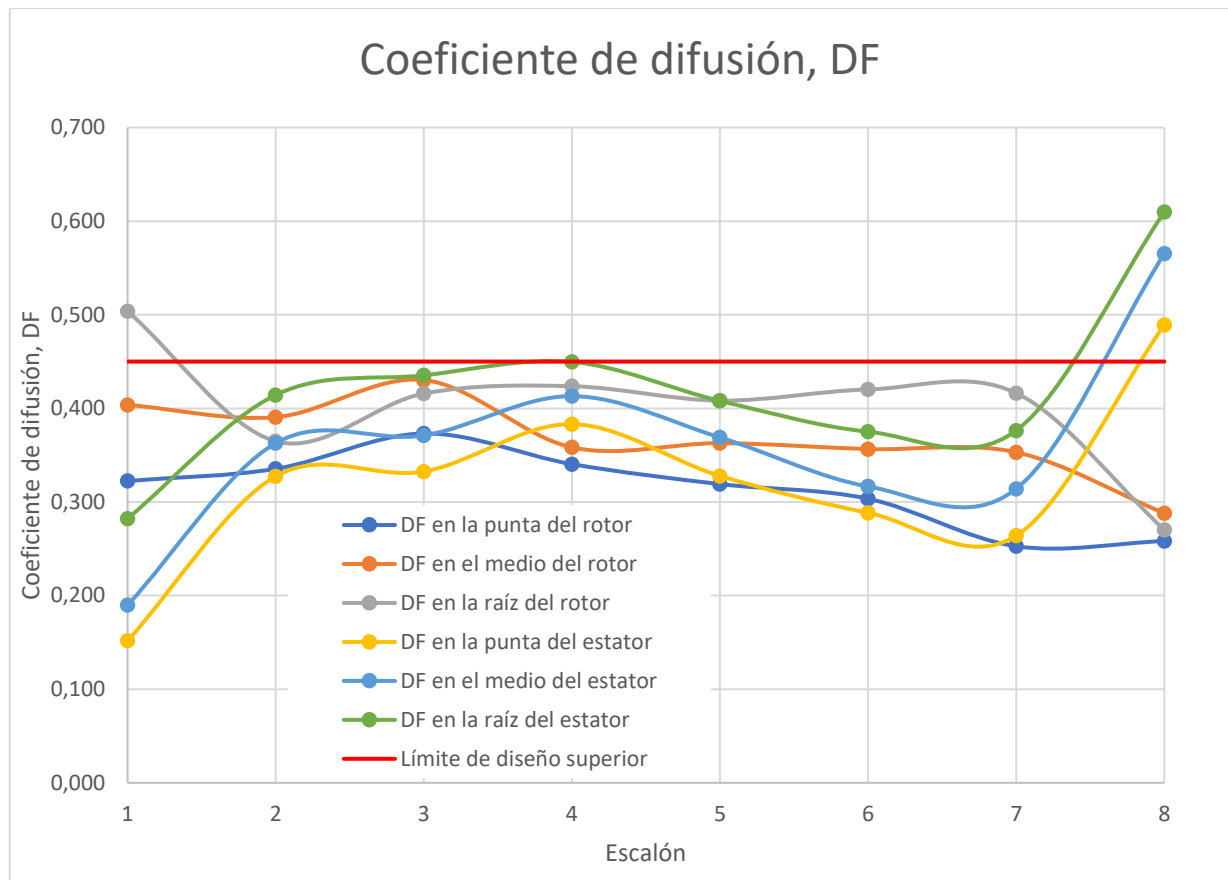
*Figura 6.9: Coeficiente de reacción para cada escalón*

Como se mencionó anteriormente, el grado de reacción óptimo es 0,5 para evitar desprendimientos de la corriente, y que el salto de presión en el rotor sea aproximadamente el mismo que en el estator. En la gráfica se aprecia cómo el grado de reacción decrece con el radio, lo cual es lógico teniendo en cuenta que a mayor radio mayores velocidades de arrastre, que supondrán un mayor incremento de energía cinética, por lo tanto mayor incremento de presión en el rotor que en el estator. Al igual que con los coeficientes anteriores, se observa un grado de reacción excesivo en la primera etapa rotora, debido a que el flujo llega completamente axial y es el rotor el que aporta todo el giro al fluido, con poca deflexión de la corriente en el estator.



*Figura 6.10: Coeficiente de De Haller para cada escalón*

En el gráfico se observa que, salvo en el último estator, el número de De Haller es superior al límite y por tanto no hay demasiado riesgo de que se desprenda la corriente. Es normal que el último estator tenga problemas, sobre todo cerca de la raíz, al tener que deflectar tanto la corriente para conseguir enderezarla completamente. De todas formas, es extraño que no haya más puntos con riesgo de desprendimiento, por lo que se va a utilizar también el coeficiente de difusión, el cual es más estricto, para comprobarlo.



*Figura 6.11: Coeficiente de difusión para cada escalón*

Gráfico prácticamente igual que el anterior, pero invertido. Sin embargo, al ser más restrictivo, la punta del último estator también estará en riesgo de desprendimiento. De hecho, la corriente está desprendida con toda seguridad en la raíz al ser el valor mayor que 0,6. Además, la raíz del primer rotor también tiene riesgo de desprendimiento, cosa que no indicaba el número de De Haller. La raíz del cuarto rotor está al límite pero no hay desprendimiento.

## 7. Conclusiones y trabajos futuros

En el presente Trabajo de Fin de Grado se han utilizado todos los recursos en él explicados para completar el objetivo expuesto en el mismo: realizar un análisis fluidodinámico del compresor axial del motor GE-J85-13.

A la hora de plantear el trabajo, han sido necesarios una serie de conocimientos previos para poder organizar su estructura, pero una gran parte del esfuerzo realizado ha sido la búsqueda exhaustiva de información. La única parte práctica del trabajo, la obtención de medidas, se realizó en un único día sin demasiadas dificultades, por lo que la importancia del trabajo radica en su desarrollo teórico. Los resultados obtenidos de este desarrollo son satisfactorios, y permiten llegar a una serie de conclusiones:

- El compresor todavía tiene algo de margen de mejora, lo cual es entendible ya que tiene una antigüedad importante. El valor de la eficiencia obtenido podría incrementarse hasta un valor típico actual como es 0,9.
- Las etapas primera y última de un compresor axial requieren un especial cuidado a la hora de ser diseñadas, teniendo normalmente una geometría distinta al resto, ya que los valores de los coeficientes adimensionales obtenidos en ambas etapas indican un régimen de trabajo extremo.
- Las aproximaciones y asunciones utilizadas para el análisis del compresor se consideran lo suficientemente válidas como para no influir demasiado en los resultados obtenidos, ya que se han conseguido valores muy similares a los típicos valores reales.

Tras estas conclusiones, se puede considerar este TFG como una guía básica para el análisis de compresores axiales e introducción al diseño de escalones compresores, además de animar a profundizar en el tema del diseño de turbomaquinaria.

Conocidos los valores de los coeficientes adimensionales se puede saber en qué etapas del compresor existe margen de mejora, ya que todo valor comprendido entre los límites superior e inferior puede ajustarse un poco más hacia el extremo. Un cambio en los ángulos de los álabes y, por ende, de los triángulos de velocidades, permitiría obtener mejores relaciones de compresión por etapa, lo que se plantea como un posible trabajo futuro partiendo de este TFG. Estos cambios podrían incluso introducirse en un CAD para ver el nuevo diseño del compresor.

Otro posible trabajo futuro sería el desarrollo en un pequeño programa, por ejemplo utilizando Matlab, que arrojará el análisis de un compresor axial tras introducir unos datos de entrada similares a los utilizados en este trabajo.

## Anexos

### A. Presupuesto del TFG e impacto socio-económico

En este anexo se ha estimado el presupuesto de la elaboración del presente trabajo de fin de grado. Además, se ha realizado un pequeño análisis del posible impacto socio-económico que podría tener.

Para el cálculo del presupuesto se han tenido en cuenta dos tipos de costes: costes personales y costes materiales. Dado que el trabajo es fundamentalmente teórico, es de esperar que los costes personales superen a los materiales.

#### Costes personales:

En el caso de los costes personales, solamente dos personas han participado en el desarrollo del trabajo. Estas dos personas son el tutor y el alumno. El tutor, profesor titular de la universidad, es ingeniero aeronáutico, por tanto ingeniero superior. Se le va a considerar como ingeniero senior para el cómputo del coste personal, en base al sueldo medio de un ingeniero senior. El alumno, a falta de entregar el trabajo, se puede considerar a todos los efectos graduado en Ingeniería en Tecnologías Industriales, por lo que se le va a considerar como ingeniero junior. El salario medio de un ingeniero aeronáutico senior en el mercado español es de aproximadamente 39.000 euros anuales [15], por lo que se va a utilizar dicha cantidad. Por otro lado, el salario medio de un ingeniero recién graduado es de unos 18.000 euros anuales.

Conocido el coste por unidad de tiempo, es necesario saber la cantidad de tiempo invertida en el proyecto. El alumno ha trabajado durante algo más de 3 meses en el proyecto. Según la ficha de la asignatura, 11 créditos de los 12 son de trabajo exclusivo del alumno, y 1 de los 12 en conjunto con el profesor. Por tanto, se utilizará una proporción de 1 a 12 para el tiempo invertido por el tutor.

Las fechas exactas de inicio y fin del proyecto han sido:

- Inicio: 16 de junio de 2017
- Fin: 24 de septiembre de 2017

La cantidad de días laborables en España en 2017 es de 245 días. La cantidad de días laborables entre las fechas de inicio y fin del proyecto es de 71 días. Sin embargo, la dedicación al trabajo no ha sido completa, por lo que se va a asumir una dedicación de media jornada.

Con todos estos datos, se pueden calcular los costes personales:

$$\text{Coste ingeniero junior} = \frac{18.000\text{€}}{1 \text{ año laboral}} * \frac{1 \text{ año laboral}}{245 \text{ días}} * \frac{71 \text{ días}}{1 \text{ jornada}} * \frac{1 \text{ jornada}}{2 \text{ días}} = 2608,16\text{€}$$

$$\text{Coste ingeniero senior} = \frac{39.000\text{€}}{1 \text{ año laboral}} * \frac{1 \text{ año laboral}}{245 \text{ días}} * \frac{71 \text{ días}}{1 \text{ jornada}} * \frac{1 \text{ jornada}}{2 \text{ días}} * \frac{1}{12} = 470,91\text{€}$$

### Costes materiales:

Para los costes materiales se han tenido en cuenta únicamente el ordenador utilizado por el alumno y la electricidad consumida por el mismo. El coste de adquisición del motor se asume cero ya que fue cedido a la universidad por el taller de propulsión de la base aérea de Talavera, y cualquier persona puede acceder a él, sin necesidad de ser alumno de la universidad. Las licencias de los programas utilizados en la elaboración del proyecto son todas versiones de estudiante y, por tanto, también gratuitas.

Los datos necesarios para el cálculo de los costes materiales son:

- Precio del ordenador: 1448,82€
- Vida útil del ordenador: 5 años
- Período de amortización: 3 meses
- Potencia de ordenador + pantalla: 800W
- Precio medio de la electricidad [16]: 0,11649€/kWh
- Tiempo de uso del ordenador: 300h.

$$\text{Coste amortización ordenador} = \frac{1448,82\text{€}}{5 \text{ años}} * \frac{1 \text{ año}}{12 \text{ meses}} * 3 \text{ meses} = 72,44\text{€}$$

$$\text{Coste electricidad} = \frac{0,11649\text{€}}{1 \text{ kWh}} * 0,8 \text{ kW} * 300 \text{ h} = 27,96\text{€}$$

### Presupuesto final

Conocidos todos los costes, se procede a elaborar el presupuesto final del proyecto, mostrado en la siguiente tabla:



TIPO DE COSTE	CONCEPTO	COSTE (€)
Personal	Ingeniero Junior	2608,16
	Ingeniero Senior	470,91
	Total personal	3079,07
Material	Ordenador	72,44
	Electricidad	27,96
	Total material	100,40
TOTAL		3179,47€

*Tabla 7: Presupuesto del trabajo*

Como se presuponía en la introducción de este anexo, el coste material es una ínfima parte del coste total (3,16%), ya que este trabajo ha sido en su práctica totalidad un trabajo teórico.

#### Impacto socio-económico

Respecto al impacto socio-económico del trabajo, no se espera gran cosa del mismo. Existen infinidad de técnicas para llevar a cabo el análisis y/o diseño de un compresor axial, además de algunos programas que permiten hacer un pre-diseño rápido introduciendo unas pocas variables de entrada. El motor GE-J85 dejó de fabricarse hace décadas, por lo que ni siquiera una mejora del diseño del compresor supondría un impacto económico, ya que actualmente General Electric fabrica motores más modernos y con prestaciones mucho mejores.

Sin embargo, la explicación de los conceptos teóricos y el análisis paso a paso de una de las etapas del compresor sí que podrían servir de ayuda a los alumnos de asignaturas como Motores Térmicos o Máquinas Hidráulicas, ya que en el trabajo verían la aplicación de la teoría aprendida aplicada a un caso práctico, lo cual puede considerarse un pequeño impacto social positivo.

## B. Marco regulador

No se han encontrado regulaciones, legislaciones o normas con respecto al desarrollo de compresores, por lo que este anexo trata sobre la normativa y certificación aplicable a aeronavegabilidad y los estándares sobre mantenimiento.

### Normativa y certificación para aeronavegabilidad

La normativa básica sobre aeronavegabilidad americana ha sido creada por la Federal Aviation Authority (FAA). Esta normativa se recoge en las normas FAR (Federal Aviation Regulations), que rigen todas las actividades referentes a la aviación en los Estados Unidos. En concreto, la “Part 33 – Airworthiness Standards: Aircraft Engines” es la referente a los motores, aplicable al GE-J85-13. En ella se habla de los estándares generales que debe cumplir el motor, como el diseño y la construcción del mismo, la capacidad para soportar las condiciones atmosféricas, la congelación, etc. La subparte E [17] trata sobre los turborreactores en concreto: análisis de tensiones, vibraciones, temperaturas y presiones; sistemas de ignición, anti-hielo, de lubricación y de combustible; ingestión de aves, lluvia y otros objetos extraños; postquemador, potencia, y más, en las secciones 33.61 a 33.79.

En el caso de Europa, estas normas han sido adoptadas de forma prácticamente literal, llamándolas JAR (Joint Authority Regulations), que fueron creadas por la Joint Aviation Authority (JAA). No fue hasta 2003 cuando la European Aviation Safety Agency (EASA) tomó las labores de la JAA, decidiendo hacer obligatorias las normas para la Unión Europea. Actualmente, estas normas han pasado a llamarse Certification Specifications. En el caso de motores, son las CS-E (Engines), que tratan sobre lo mismo que la parte 33 de la normativa americana pero de forma más extensa y con varios estándares añadidos [18].

Las diferencias entre la normativa americana y la europea, tanto significativas como no significativas, se pueden encontrar en la web de la FAA [19].

### Estándares de mantenimiento

Los estándares de mantenimiento son emitidos por el fabricante y suelen utilizar la clasificación ATA (Air Transport Association), en la que el sistema de numeración es un estándar de referencia común para toda la documentación sobre aeronaves comerciales. Fue generado en 1956 por la ATA y es ampliamente utilizado en la actualidad. La mayoría de los ATA del 70 al 90 están relacionados con el mantenimiento del motor, muy similar a las normativas de la subparte E antes mencionada, siendo importante mencionar también el arranque del motor, el sistema eléctrico, el de control y el de escape.

## Referencias

- [1] A. L. Neumann y J. I. N. Goriba, Turbomáquinas, Barcelona: Ariel, 2000.
- [2] General Electric, «GE Aviation,» [En línea]. Available: <https://www.geaviation.com/company/aviation-history>. [Último acceso: 29 Junio 2017].
- [3] L. Dsouza, «Defence Aviation,» [En línea]. Available: <http://www.defenceaviation.com/2016/09/meet-owj-irans-first-indigenous-fighter-jet-engine.html>. [Último acceso: 2 Julio 2017].
- [4] T.A.Brisken, P. Howell y A. Ewing, *J85 rejuvenation through technology insertion*, Atlantic City, 2000.
- [5] UC3M, «Semanal3 UC3M,» UC3M, Abril 2010. [En línea]. Available: [http://hosting01.uc3m.es/semanal3/digital3/N07\\_abril\\_2010/sources/index-16.html](http://hosting01.uc3m.es/semanal3/digital3/N07_abril_2010/sources/index-16.html). [Último acceso: 9 Julio 2017].
- [6] S. Ortega, «Academia,» 21 Noviembre 2014. [En línea]. Available: <http://www.academia.edu/15214444/Postquemadores>. [Último acceso: 9 Julio 2017].
- [7] E. V. Vilajosana, «Aviaco,» [En línea]. Available: [http://www.aviaco-va.es/WP/motor\\_de\\_turbina.pdf](http://www.aviaco-va.es/WP/motor_de_turbina.pdf). [Último acceso: 10 Julio 2017].
- [8] Universidad Nacional Experimental del Táchira, «UNET,» [En línea]. Available: [http://www.unet.edu.ve/~fenomeno/F\\_DE\\_T-164.htm](http://www.unet.edu.ve/~fenomeno/F_DE_T-164.htm). [Último acceso: 15 Julio 2017].
- [9] J. L. M. Nebreda, «Desarrollo de una herramienta para el prediseño de compresores axiales,» Sevilla, 2011.
- [10] NASA, «Category II YJ and J85-GE engine follow-on evaluations,» California, 1961.
- [11] General Electric, «J85-13 Training Guide,» Lynn, Massachusetts, 1976.
- [12] ISA, «Meteorology Training,» [En línea]. Available: [http://meteorologytraining.tpub.com/14269/css/14269\\_75.htm](http://meteorologytraining.tpub.com/14269/css/14269_75.htm). [Último acceso: 3 Agosto 2017].
- [13] NASA, «Archivos de la NASA,» Febrero 1957. [En línea]. Available: <https://ntrs.nasa.gov/archive/nasa/casi.ntrs.nasa.gov/19930084828.pdf>. [Último acceso: 2 Septiembre 2017].

- [14] J. M. T. Pulido, «Webserver UPM: Apuntes de turbomáquinas,» [En línea]. Available: [http://webserver.dmt.upm.es/zope/DMT/Members/jmtizon/turbomaquinas/curso2009-10/40\\_Disenio.pdf](http://webserver.dmt.upm.es/zope/DMT/Members/jmtizon/turbomaquinas/curso2009-10/40_Disenio.pdf). [Último acceso: 2 Septiembre 2017].
- [15] «Experteer,» [En línea]. Available: [https://www.experteer.es/salary\\_calculator](https://www.experteer.es/salary_calculator). [Último acceso: 13 Septiembre 2017].
- [16] Endesa, «Endesa clientes,» [En línea]. Available: <https://www.endesaclientes.com/precio-luz-pvpc.html>. [Último acceso: 13 Septiembre 2017].
- [17] Legal Information Institute, «Cornell Law School,» [En línea]. Available: <https://www.law.cornell.edu/cfr/text/14/part-33/subpart-E>. [Último acceso: 26 Septiembre 2017]
- [18] European Aviation Safety Agency, [En línea]. Available: <https://www.easa.europa.eu/system/files/dfu/CS-E%20Amendment%204.pdf>. [Último acceso: 26 Septiembre 2017]
- [19] Federal Aviation Agency, [En línea]. Available: [https://www.faa.gov/aircraft/air\\_cert/design\\_approvals/transport/transport\\_intl/sd\\_list/ssd\\_nonssd\\_list/](https://www.faa.gov/aircraft/air_cert/design_approvals/transport/transport_intl/sd_list/ssd_nonssd_list/) [Último acceso: 26 Septiembre 2017]